

THESE

présentée

A LA FACULTE DES SCIENCES ET DES TECHNIQUES
DE L'UNIVERSITE DE FRANCHE-COMTE

pour obtenir le

DIPLOME DE DOCTEUR INGENIEUR

par

Robert STEPOURJINE
Ingénieur ENSCMB

CONCEPTION ET REALISATION
D'UN SERVOMOTEUR ELECTROHYDRAULIQUE
MINIATURE

Soutenue le 5 février 1980 devant la commission d'examen :

MM. F. LHOTE

Président

C.W. BURCKHARDT

A. FAURE

Examineurs

M. GUILLON

J. VERTUT

THESE

présentée

A LA FACULTE DES SCIENCES ET DES TECHNIQUES

DE L'UNIVERSITE DE FRANCHE-COMTE

pour obtenir le

DIPLOME DE DOCTEUR INGENIEUR

par

Robert STEPOURJINE

Ingénieur, ENSCM

CONCEPTION ET REALISATION
D'UN SERVOMOTEUR ELECTROHYDRAULIQUE

SIGNATURE

Examiné le 5 juillet 1960 par le jury de thèse ci-dessous

M. R. LHOE

Président

M. BURGHARDT

M. FRUET

M. GUILLOU

Examineurs

THESE

présentée

A LA FACULTE DES SCIENCES ET DES TECHNIQUES

DE L'UNIVERSITE DE FRANCHE-COMTE

pour obtenir le

DIPLOME DE DOCTEUR INGENIEUR

par

Robert STEPOURJINE

Ingénieur ENSCMB

CONCEPTION ET REALISATION D'UN SERVOMOTEUR ELECTROHYDRAULIQUE MINIATURE

Soutenue le 5 février 1980 devant la commission d'examen :

MM. F. LHOTE

Président

CW. BURCKHARDT

A. FAURE

M. GUILLON

J. VERTUT

Examineurs

THÈSE

présentée

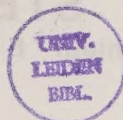
A LA FACULTÉ DES SCIENCES ET DES TECHNOLOGIES
DE L'UNIVERSITÉ DE FRANCHE-COMTE

pour obtenir le

DIPLOME DE DOCTEUR INGÉNIEUR

par

Robert STEPOURLINE



CONCEPTION ET RÉALISATION D'UN SERVOMOTEUR ÉLECTROHYDRAULIQUE MINIATURE

Soutenue le 2 février 1980 devant la commission d'examen

MM. F. LHOÏE Président

CW BURKHARDT

A. FAURE

M. GUILLOU

J. VERTUT

Examinateurs

UNIVERSITÉ DE FRANCHE-COMTÉ BESANÇON

Président : Monsieur le Professeur Pierre LÉVÊQUE

Président honoraire : Monsieur le Professeur Jean THIÉBAUT

FACULTÉ DES SCIENCES ET DES TECHNIQUES

DOYEN

M. le Professeur Jean BULABOIS
Physique Générale-optique

ASSEESSEURS

M. le Professeur Bernard MILLET
Botanique

M. Robert GUYETANT, Maître-Assistant
Biol. animale Ecologie

DOYENS HONORAIRES

MM. GLANGEAUD, JACQUEMAIN, CHATELET,
THIEBAUT, BERNARD

PROFESSEURS HONORAIRES

MM. BENNETON, CHATELET, MESNAGE, QUANTIN
THEOBALD N., THIRY, TRILLAT, TRONCHET,
UEBERSFELD

MM. BANTEGNIE Robert	: Mathématiques
BENILAN Philippe	: Mathématiques
BERNARD Jean	: Chimie Physique
BIDAULT Michel	: Taxonomie expérimentale
BROQUET Paul	: Géologie
BRUCKERT Sylvain	: Ecologie végétale
BULABOIS Jean	: Physique Gle optique
CAPODANNO Pierre	: Mécanique théorique
CERUTTI Ernest	: Chimie appliquée
CHALEAT Raymond	: Mécanique appliquée
CHARDON J. Claude	: Spectroscopie
CHAUVE Pierre	: Géologie minéralogie
COUGNARD Jean	: Mathématiques
DEVIN Claude	: Chimie 1er cycle
DUBOUCHET Jacques	: Physiologie végétale
GALATRY Louis	: Physique moléculaire
GAUDEMER Yves	: Biochimie
GOMOT Lucien	: Zoologie-Embryologie
GOUARNE René	: Mathématiques
GRAS Georges	: Mathématiques
GREMILLARD Jean	: Mathématiques
KARCHE J. Paul	: Pétrographie Minéralogie
LALLEMENT Gérard	: Mécanique appliquée
LAUDE Bernard	: Chimie organique
LESAINTE Pierre	: Mathématiques I
LHOTE François	: Automatique
MERIGOUX Henri	: Cristallographie et Synthèses minérales

MIELLOU J. Claude	: Analyse numérique
MILLET Bernard	: Botanique
MONTAGNER Hubert	: Psychophysiologie
MOREELS Guy	: Astronomie
OLIVIER Marcel	: Electroniq. quantique
PARIZET Jean	: Mathématiques
PERROT Roger	: Chimie générale
PLUVINAGE Philippe	: Physique théorique
POTIER Robert	: Physique des sols
RANGHEARD Yves	: Géologie
REAL Pierre	: Ecologie animale
RIPPLINGER Jean	: Physiologie animale
ROBERT Daniel	: Physique
ROBERT Guy	: Electrochimie
ROBERT Jacques	: Mathématiques I
THEOBALD J. Gérard	: Spectroscopie hertzienne
THIEBAUT Jean	: Pétrogr. minéralogie
TREHEL Michel	: Informatique
VERNEAUX Jean	: Zoologie-Embryologie
VIENOT J. Charles	: Physique Gle optique
WEIL Michel	: Mathématiques

Responsable des services administratifs :
M. Jean-Marie RUNGE

AVANT-PROPOS

Le présent ouvrage est le résultat de mes études et de mes recherches effectuées pendant mon séjour au Collège de France, sous la direction de M. le Professeur J. L. Dron.

En 1944, j'ai eu l'honneur de participer aux travaux de la Commission de l'Académie des Sciences, sous la présidence de M. le Professeur J. L. Dron, pour l'étude de la question de la répartition des eaux de la région de la Seine.

Pendant un premier temps, l'étude et la réalisation de projets hydrauliques ont été les principales préoccupations de ce travail. J'ai eu l'honneur de participer à la réalisation de projets de répartition des eaux de la région de la Seine, sous la direction de M. le Professeur J. L. Dron, et de participer à la réalisation de projets de répartition des eaux de la région de la Seine, sous la direction de M. le Professeur J. L. Dron.

A mes Parents ,

A mon épouse pour son soutien
irremplaçable ,

A ma Poussinette ,

A mon Titi ,

A V A N T - P R O P O S

Le travail exposé dans ce mémoire a été réalisé à l'Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et des Microtechniques, dans le Laboratoire d'Automatique (L.A.B) dirigé par Monsieur le Professeur F. LHÔTE.

En 1976 nous avons essayé de concevoir une prothèse de membre supérieur pour amputé bilatéral. De cette étude sont nés un certain nombre de problèmes, parmi lesquels celui des actionneurs qui fait l'objet du présent travail.

Dans un premier temps l'étude et la réalisation de vérins hydrauliques rotatifs miniatures pilotés en tout ou rien a reçu un accueil favorable de Monsieur GUITTET, Directeur du projet pilote Spartacus de l'IRIA, ainsi que de différentes personnalités industrielles. C'est ce qui nous a amené à proposer à Monsieur PARDO l'étude en collaboration d'un actionneur hydraulique à asservissement progressif, qui a fait l'objet en 1978-79 d'un contrat DGRST conjointement avec la Direction des Automatismes de la Régie Nationale des Usines Renault.

Que toutes les personnes qui m'ont encouragé au cours de cette étude reçoivent ici l'expression de ma reconnaissance :

- Monsieur FAYOLLE, Responsable de la Division Hydraulique à la RNUR dont les conseils attentifs m'ont été extrêmement précieux ;*

- Monsieur PASSEMARD, de la Direction des Automatismes à la RNUR ;
- Monsieur CHABROL, Secrétaire Général de l'Association Française de Robotique Industrielle (AFRI) ;
- Monsieur PETITEAU, Directeur Général des Etablissements SORMEL à Besançon.

Je tiens à remercier très vivement Monsieur le Professeur LHOTE, dont les conseils m'ont fortement aidé et les encouragements me furent très précieux. Qu'il trouve encore ici l'expression de ma respectueuse gratitude.

Je remercie également Monsieur le Professeur FAURE du L.A.B. qui me fait l'honneur d'examiner ce mémoire.

Toute ma gratitude se porte également vers Monsieur GUILLON, Directeur Technique à la Société Air Equipement, Division de DBA, qui a bien voulu témoigner un grand intérêt pour ce travail malgré les responsabilités nombreuses et accaparentes qui sont les siennes.

Je veux remercier très sincèrement le Professeur Dr. C.W. BURCKHARDT, Directeur de l'Institut Microtechnique de l'Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, par sa présence il montre son intérêt pour nos problèmes communs en microtechnique.

Je dois enfin à Monsieur VERTUT, Chef du Service Technique d'Equipements de Protection et de Dosimétrie du Centre d'Etudes Nucléaires de Saclay de nombreux contacts avec des roboticiens étrangers, qu'il trouve ici mes plus vifs remerciements.

Je n'aurai garde d'oublier les personnes du Laboratoire d'Automatique et du service d'études et de réalisations technologiques dont l'amitié, les conseils et l'aide m'ont été précieux. Je voudrais citer en particulier D. SIMON pour ses conseils d'hydraulicien et J. PERY à qui je dois la réalisation des prototypes. C'est en effet avec lui que nous avons réalisé l'ensemble des moteurs ainsi que l'appareillage d'essais.

Enfin mes remerciements vont aux personnes qui ont assuré la dactylographie et la reproduction de ce mémoire : Mademoiselle COTE et Monsieur DEMOULIN.

S O M M A I R E

	Pages
<u>INTRODUCTION</u>	1
 <u>CHAPITRE 1</u> : <i>PRESENTATION GENERALE DU PROBLEME DES VERINS</i> <i>HYDRAULIQUES ROTATIFS</i>	4
- Le vérin rotatif à palette	5
- Le vérin rotatif à pignon crémaillère	10
- Le vérin rotatif à vis	11
- Avantages et inconvénients des vérins rotatifs	13
- Le servomoteur électrohydraulique	13
 <u>CHAPITRE 2</u> : <i>OBJECTIFS ET RECHERCHE DE SOLUTIONS TECHNO-</i> <i>LOGIQUES</i>	17
- Objectifs	19
- Conception de la partie motrice	22
- Conception de la partie distributrice	30
- Les alimentations - Les raccords	35
- Description du servomoteur électrohydraulique	37
 <u>CHAPITRE 3</u> : <i>ETUDE TECHNOLOGIQUE DU SERVOMOTEUR</i>	40
- Caractéristiques mécaniques	42
- Analyse fonctionnelle	54
- Influence des jeux sur les fuites	59
- Cylindrée et rendement volumétrique	66

	Pages
<u>CHAPITRE 4 : ETUDE DE L'ASSERVISSEMENT HYDROMECHANIQUE ...</u>	68
- Présentation du distributeur	70
- Mise en équations	73
- Etude statique	78
- Etude dynamique	81
- Stabilisation par fuite	85
<u>CHAPITRE 5 : EXPERIMENTATION ET RESULTATS</u>	90
- Présentation du banc d'essais	91
- Principales caractéristiques	93
- Essais statiques	95
- Essais dynamiques	100
<u>CONCLUSION</u>	102
- Conclusion générale	
- Perspectives d'applications	
<u>ANNEXE 1 : ANALYSE FONCTIONNELLE</u>	105
<u>ANNEXE 2 : ROBOT HYDRAULIQUE D'ASSISTANCE AUX GRANDS HANDICAPES</u>	123
- Organisation générale de la commande	124
- Caractéristiques principales envisagées	127
- Principe retenu	128
- Calculs mécaniques	130
- Conception d'une articulation	133
- Dessin d'ensemble	134
<u>BIBLIOGRAPHIE</u>	137

I N T R O D U C T I O N

L'automatisation de tâches telles que le transfert rotatif de pièces sur machine, la manipulation d'objets de petit volume ou l'assemblage d'ensembles microtechniques doit généralement permettre des cadences élevées. La structure mécanique du manipulateur ou du robot effectuant ces opérations doit donc être assez légère pour autoriser des mouvements rapides, tout en assurant une précision suffisante. Nous constatons que les mouvements de rotation des petits manipulateurs sont généralement assurés par des moteurs électriques qui se prêtent fort bien à la réalisation d'asservissement de position. Malheureusement ils deviennent lourds et encombrants dès que l'on désire des couples importants ; de plus ils doivent être accouplés à des réducteurs diminuant leur rendement. Par contre les asservissements électrohydrauliques sont précis et véloces ; et pour un faible poids relatif, les actionneurs hydrauliques sont capables de développer directement des forces ou des couples élevés. C'est pourquoi nous estimons que l'hydraulique peut constituer une excellente solution pour la construction de robots de petite taille (robotique légère) ; mais l'absence sur le marché de composants hydrauliques miniatures adaptés à jusqu'ici freiné le développement de cette technologie.

C'est dans cette perspective que nous avons étudié le servo-moteur électrohydraulique miniature présenté dans la suite de ce mémoire.

Ce dispositif comprend : (figure 0-1)

- un actionneur hydraulique à rotation limitée (220° maximum)

- un distributeur progressif
- un moteur couple électrique.

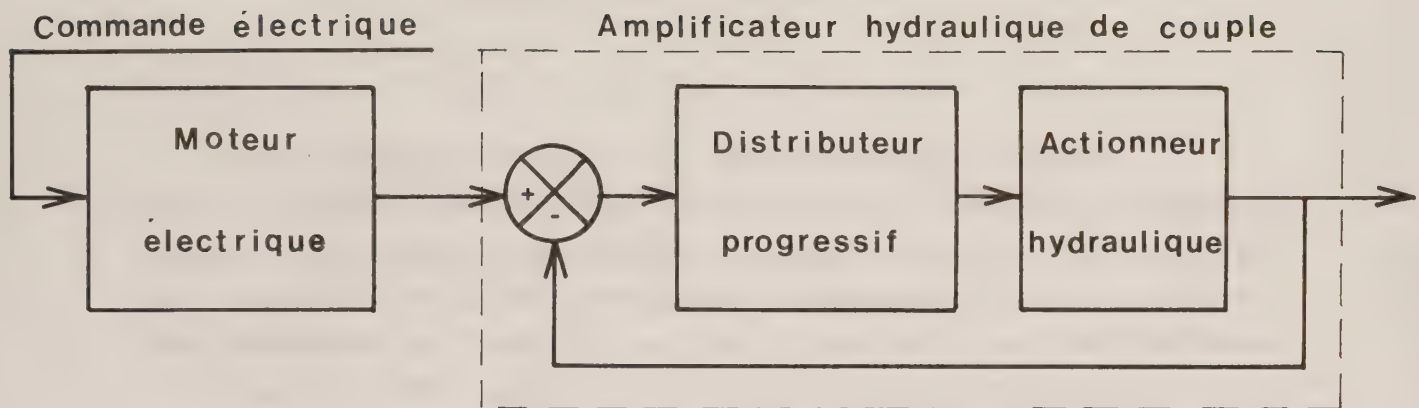


FIGURE 0-1 : Présentation du servomoteur électrohydraulique.

Les deux premiers éléments constituent un amplificateur de couple hydraulique à gain élevé dont la position de l'arbre de sortie recopie celle du moteur électrique monté à l'entrée du distributeur (asservissement hydromécanique de position angulaire).

Pour répondre à des objectifs de miniaturisation ce servomoteur électrohydraulique doit avoir une masse inférieure à 500 g. et un encombrement réduit ($\varnothing$ 65 et longueur 60 mm environ). Enfin, pour permettre un développement industriel futur à coût réduit, il nous semble nécessaire de concevoir un produit architecturalement simple à réaliser (choix des matériaux, tolérancement compatible avec les exigences de fonctionnement hydraulique ...).

Dans le premier chapitre nous faisons une description technologique des différents dispositifs hydrauliques permettant de réaliser un mouvement rotatif alternatif.

Le deuxième chapitre décrit les objectifs souhaités et traite des différentes solutions technologiques envisagées pour construire le servomoteur.

Le troisième chapitre est consacré à l'étude technologique de l'amplificateur hydraulique de couple. On trouve dans ce chapitre tous les calculs de résistance des matériaux, d'analyse fonctionnelle ainsi que des considérations sur le choix des matériaux.

Dans le quatrième chapitre nous écrivons les équations qui permettent de réaliser l'étude de l'asservissement hydromécanique afin d'établir les formes des orifices du distributeur permettant un asservissement stable.

Le cinquième chapitre donne les résultats des essais sur prototype.

Enfin, nous présentons en Annexe 1 l'ensemble des calculs relatifs à l'analyse fonctionnelle et en Annexe 2 le télémanipulateur pour handicapé physique qui met en oeuvre 6 servomoteurs électrohydrauliques.

C H A P I T R E 1

PRESENTATION GENERALE DU PROBLEME DES VERINS HYDRAULIQUES ROTATIFS

1 - INTRODUCTION

2 - LE VERIN ROTATIF A PALETTE

2.1. Le vérin simple palette

2.2. Immobilisation en position du vérin à palette

2.3. Applications

3 - LE VERIN ROTATIF A PIGNON CREMAILLERE

3.1. Présentation

3.2. Applications

4 - LE VERIN ROTATIF A VIS

5 - AVANTAGES ET INCONVENIENTS DES VERINS ROTATIFS

6 - LE SERVOMOTEUR ELECTRO-HYDRAULIQUE

1 - INTRODUCTION

Si le système bielle manivelle a toujours représenté depuis des siècles le moyen quasi-universel de transformer un mouvement linéaire alternatif en mouvement rotatif continu, il faut bien reconnaître que ce principe ne peut être retenu pour obtenir des mouvements rotatifs alternatifs ne couvrant pas toute la circonférence.

Ce système présente en effet un certain nombre d'inconvénients :

- mauvais rendement
- couple non constant selon la course d'où surdimensionnement de l'ensemble
- encombrement important

Devant un tel bilan les hydrauliciens ont créé le vérin hydraulique rotatif autonome [L-1]

2 - LE VERIN ROTATIF A PALETTE (figures 1-1 et 1-2)

Selon les performances attendues, la constitution interne du vérin est à double palette (figure 1-1) de rotation maximum 110° , ou bien à simple palette (figure 1-2) de rotation 280° .

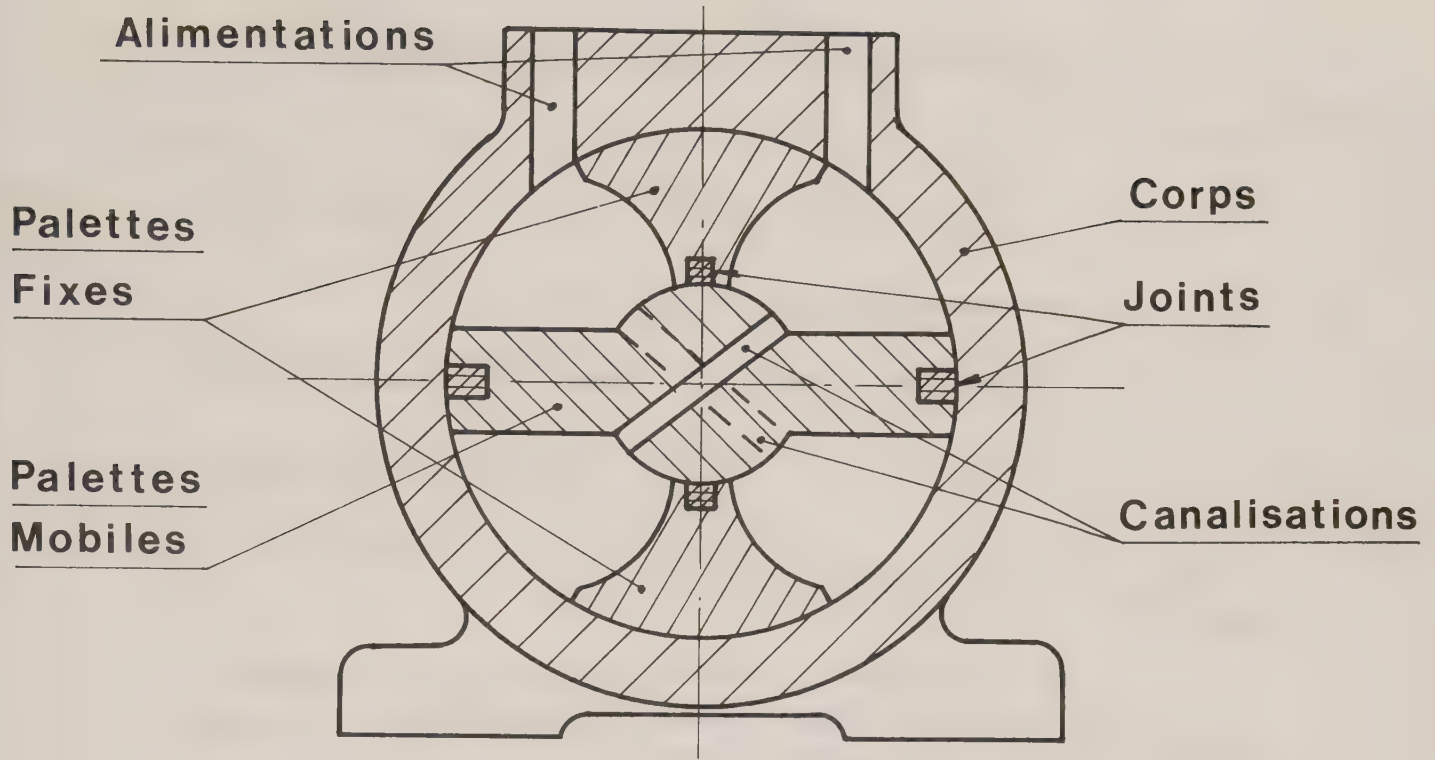


FIGURE 1-1 : Vérin double palette

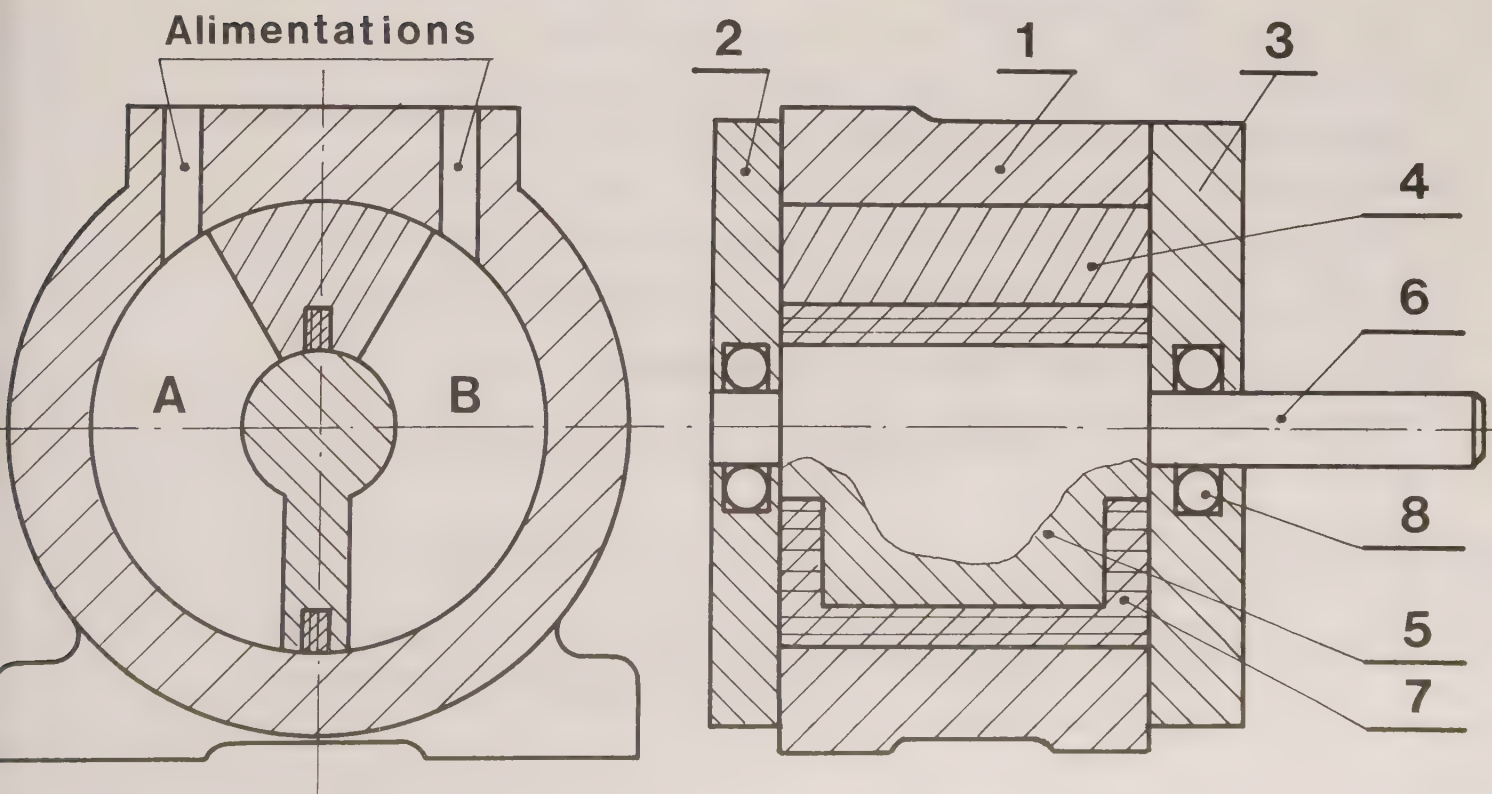


FIGURE 1-2 : Vérin simple palette

2.1. Le vérin simple palette

Le vérin rotatif de la figure 1-2 est constitué :

- d'un corps 1
- de deux flasques paliers 2 et 3
- d'une palette fixe 4 (liée au corps)
- d'une palette mobile 5 (liée à l'arbre de sortie 6)
- de joints 7 qui assurent l'étanchéité entre chambres
- de joints O Ring 8 qui assurent l'étanchéité sur l'arbre vers l'extérieur.

Les deux chambres A et B ainsi formées sont alimentées alternativement en haute et basse pression assurant la rotation de l'arbre. Le couple obtenu est directement proportionnel à la pression différentielle du fluide et à la surface des palettes. La vitesse de rotation est évidemment fonction du débit du système hydraulique.

Cette solution fait apparaître de nombreux avantages au premier rang desquels on trouve :

- un rendement qui peut être supérieur à 95 % (la prise de mouvement se fait directement avec la pression)
- une réduction de l'encombrement
- un couple constant le long de la course (figure 1-3)

Les palettes sont équipées de joints rectangulaires. Malgré tout des fuites internes sont inévitables et un tel système ne saurait évidemment rester immobile en position intermédiaire : il faut obligatoirement lui adjoindre un système de blocage.

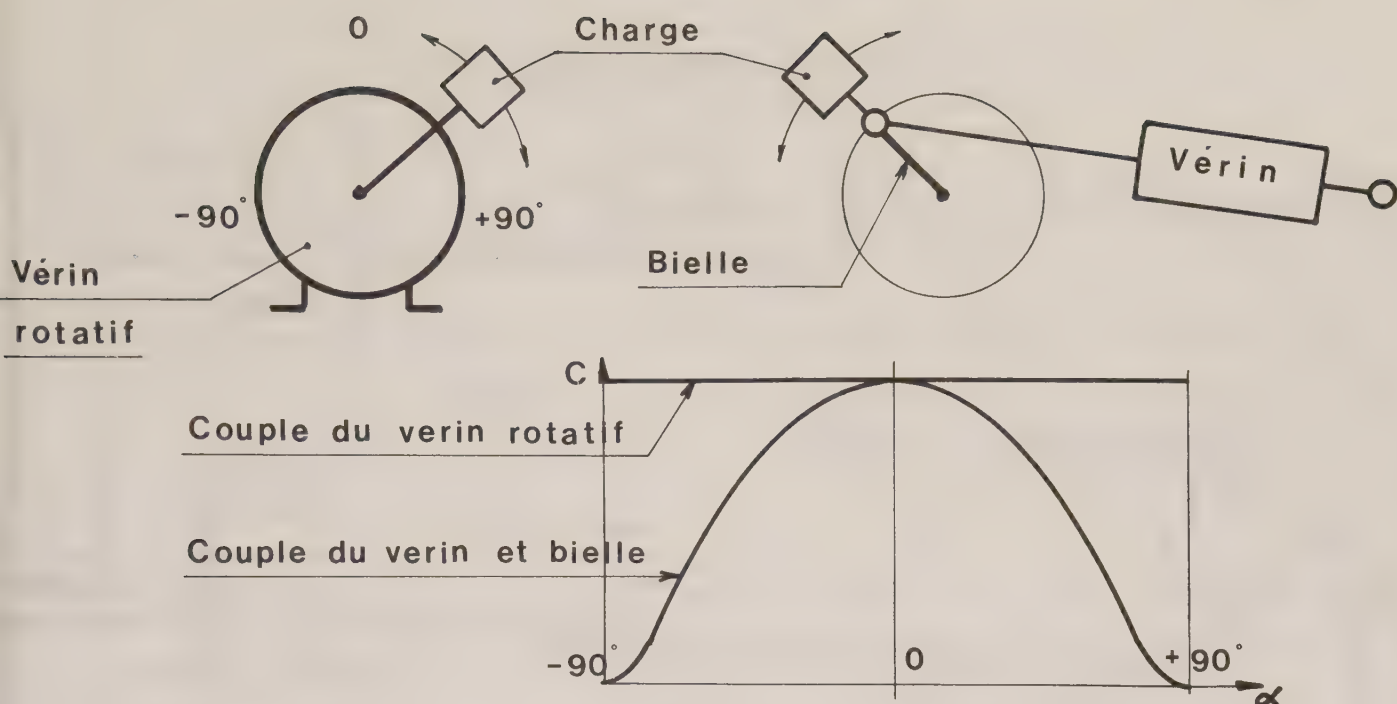


FIGURE 1-3 : Evolution du couple et de la force disponible sur un vérin rotatif hydraulique.

2.2. Immobilisation en position du vérin à palette

Le schéma figure 1-4 représente un circuit d'installation typique dans le cas où une charge doit être immobilisée dans une position intermédiaire, avec adjonction d'un système de blocage agissant par contraction sur l'arbre lorsque la pression d'utilisation est annulée. Si ce dispositif permet des blocages précis et surs, il ne peut en aucun cas servir de frein. De plus, il doit être déclenché seulement lorsque l'arrêt du vérin rotatif est obtenu. Inversement l'électro-valve 4 voies, 3 positions qui commande le vérin ne pourra être manoeuvrée que si le mano contact affiche la position débloquée.

2.3. Applications

Les utilisations du vérin rotatif, hydraulique à palette sont nombreuses. Parmi celles-ci on peut citer :

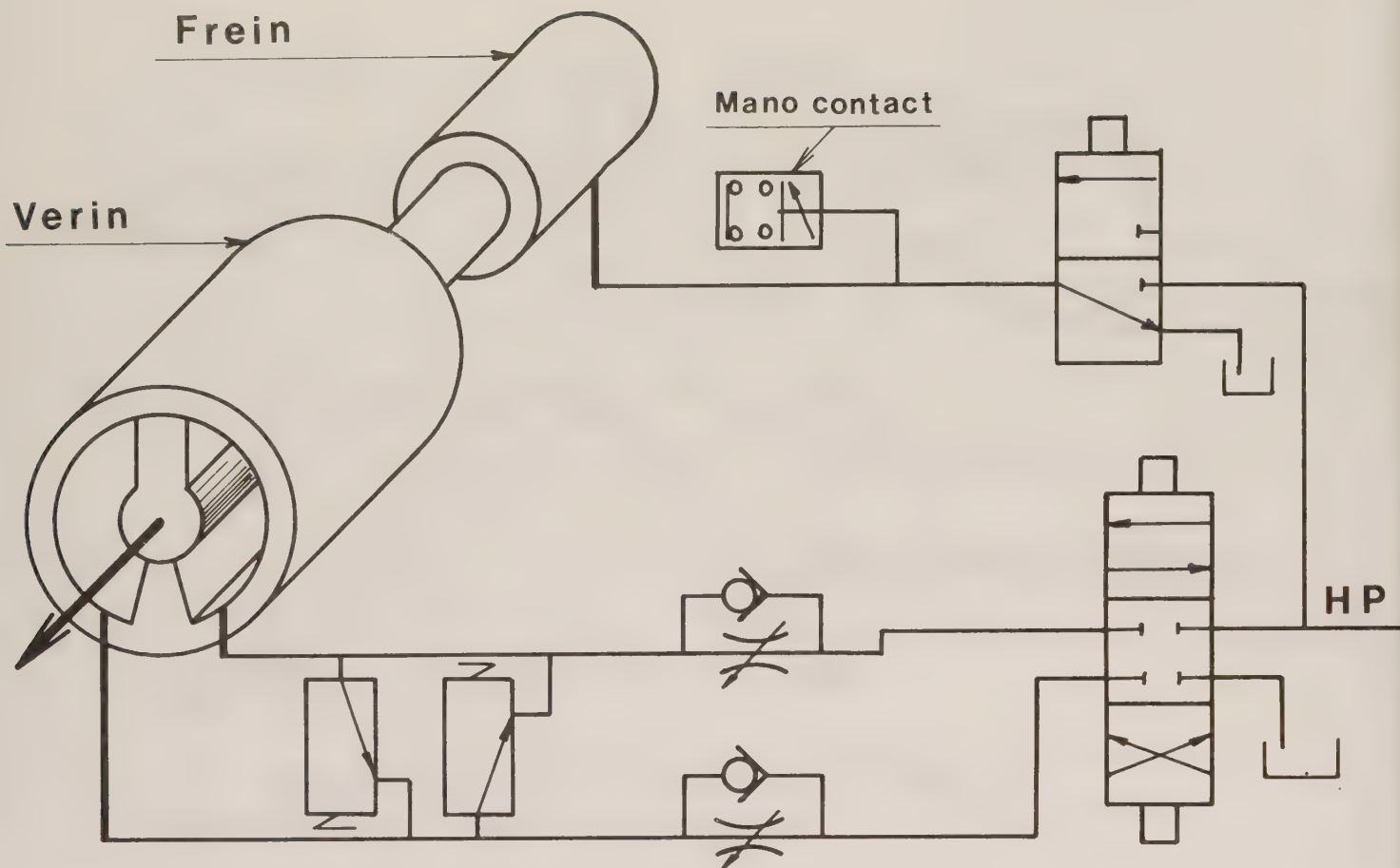


FIGURE 1-4 : Schéma d'installation d'un vérin rotatif avec système de blocage.

- plieuse de tôle, ouverture de porte de cale de bateau [0-1]
- commande de bras de soudeuse ou de diamantage sur rectifieuse, opérateur de vanne [E-1]
- orientation verticale de charge [S-1]
- chargeur à benne, mélangeur anti-déflagrant [A-1]
- machines-outils, culbuteurs de lingots [A-2]

3 - LE VERIN ROTATIF A PIGNON-CREMAILLERE

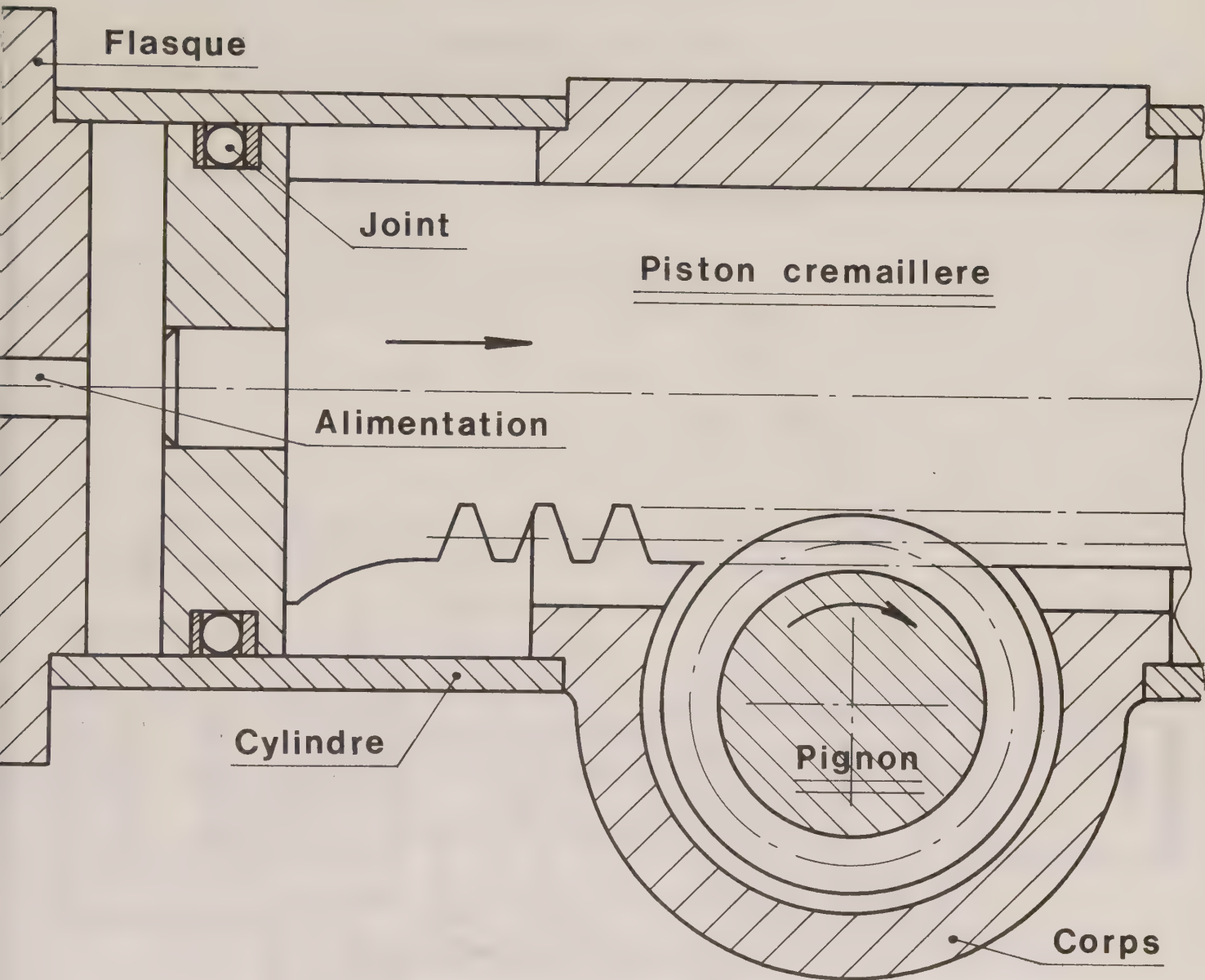


FIGURE 1-5 : Principe du vérin rotatif pignon crémaillère.

3.1. Présentation

Ce vérin transforme le mouvement linéaire d'un "piston crémaillère" en un mouvement de rotation limité d'un pignon en prise directe avec l'arbre de sortie.

Les étanchéités à assurer sont les mêmes que celles d'un vérin linéaire classique.

Alors que l'encombrement d'un vérin à crémaillère est beaucoup plus important que celui d'un vérin à palette, le couple qu'il transmet est beaucoup plus faible.

3.2. Applications

Les applications sont identiques à celles du vérin à palette bien qu'il soit surtout utilisé avec de l'air comprimé [A-3].

4 - LE VERIN ROTATIF A VIS

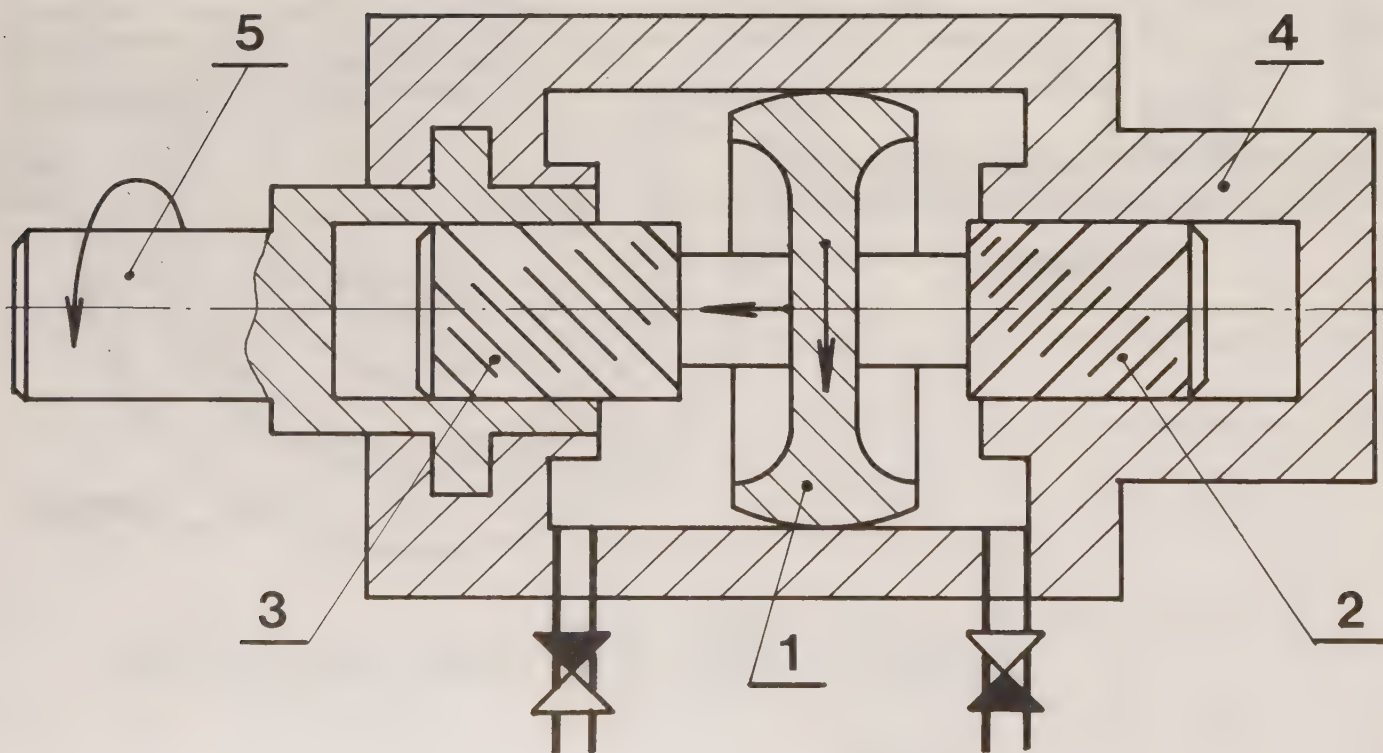


FIGURE 1-6 : Principe d'un vérin rotatif à vis.

Sur un piston 1 sont fixés deux bouts d'arbres
filetés :

- Filetage 2 à plusieurs filets d'inclinaison d'hélice
à gauche $\alpha = 45^\circ$.
- Filetage 3 à plusieurs filets d'inclinaison d'hélice
à droite $\alpha = 45^\circ$.

Le filetage 2 est vissé dans le carter 4 du vérin.

Le filetage 3 est vissé dans l'arbre de sortie 5 .

Le piston est soumis alternativement à droite et à gauche
à un fluide sous pression. Son déplacement axial provoque également
une rotation de celui-ci : mouvement de vissage ou de dévissage du
piston dans le carter suivant le sens de déplacement.

La liaison entre l'arbre de sortie et le carter est une
liaison rotoïde. L'arbre de sortie 5 reçoit deux mouvements :

- 1 mouvement de rotation du piston
- 1 mouvement de translation du piston.

Les filetages étant en sens inverse, mais de même pas,
la rotation de l'arbre de sortie est donc double de celle du piston.

Ce type de vérin présente de nombreux avantages :

- déplacements angulaires importants
- forme cylindrique compacte.

Principales applications : construction navale, manu-
tention [H-1]

5 - AVANTAGES ET INCONVENIENTS DES VERINS ROTATIFS

Les vérins rotatifs décrits dans les paragraphes précédents sont généralement asservis par des systèmes tout-ou-rien, l'orientation angulaire de l'arbre de sortie étant assurée grâce à des butées extérieures.

Les couples développés sont importants d'où leur utilisation principale dans les engins de levage. Leur poids est important ; malgré tout, à couple constant, ce sont des éléments peu encombrants comparativement aux moteurs électriques.

Lorsqu'une position angulaire quelconque de l'arbre de sortie des vérins rotatifs doit être assurée avec précision il est nécessaire de l'asservir au moyen d'une servo-valve. Malheureusement le coût du système de mesure et de l'asservissement lui-même constitue jusqu'à présent un handicap, réduisant ainsi les domaines d'utilisation de ces commandes.

6 - LE SERVOMOTEUR ELECTRO-HYDRAULIQUE

Pour la mise en oeuvre industrielle de servo-commandes électro-hydrauliques, on trouve essentiellement deux types de systèmes : le vérin commandé par servo-valve électro-hydraulique et l'amplificateur hydraulique piloté par moteur électrique [P-1].

Pour l'obtention d'une position angulaire déterminée proportionnelle à un signal électrique donné l'amplificateur hydraulique de couple peut, suivant la classe de précision souhaitée, être piloté soit :

- a) par un moteur pas à pas.
- b) par un moteur électrique dont la rotation est rendue proportionnelle à la tension de commande par un dispositif mécanique (ressort spiral par exemple).

- c) par un moteur électrique à rotation libre, commandé en tension (ce qui impose une vitesse) ou en courant (ce qui fixe un couple).

Les cas a) et b) ne nécessitent pas l'emploi de système de mesure : la précision angulaire de l'arbre de sortie est fonction à la fois de la précision des moteurs électriques et de la boucle d'asservissement hydraulique interne à l'amplificateur de couple (figure 1-7 et 1-8). Les actionneurs électro-hydrauliques ainsi conçus présentent l'avantage d'être simples à mettre en oeuvre (pas d'électronique d'asservissement) et de coût moins élevé.

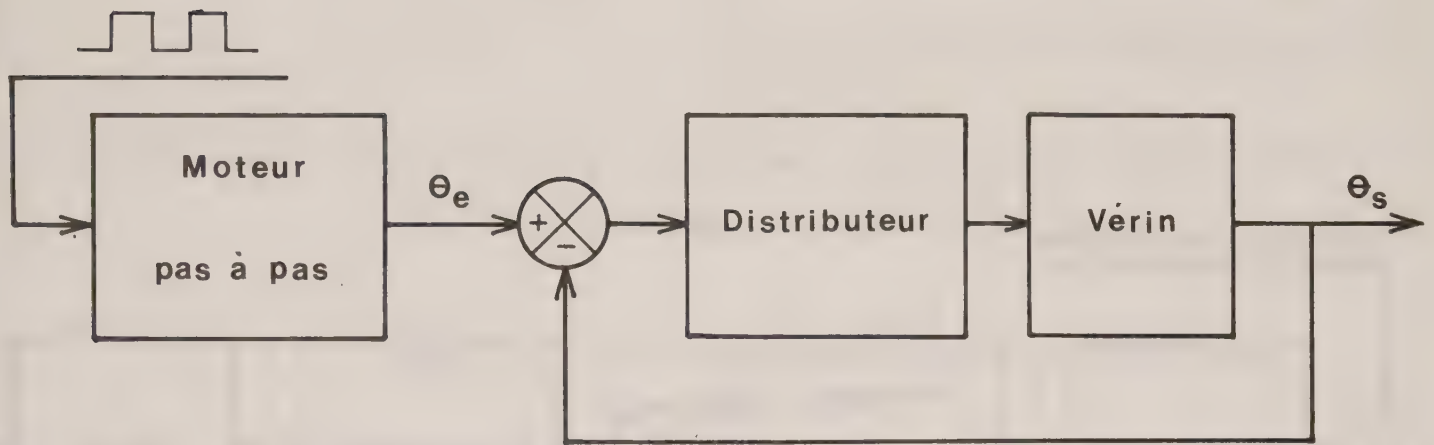


FIGURE 1-7 : Amplificateur hydraulique piloté par moteur pas à pas.

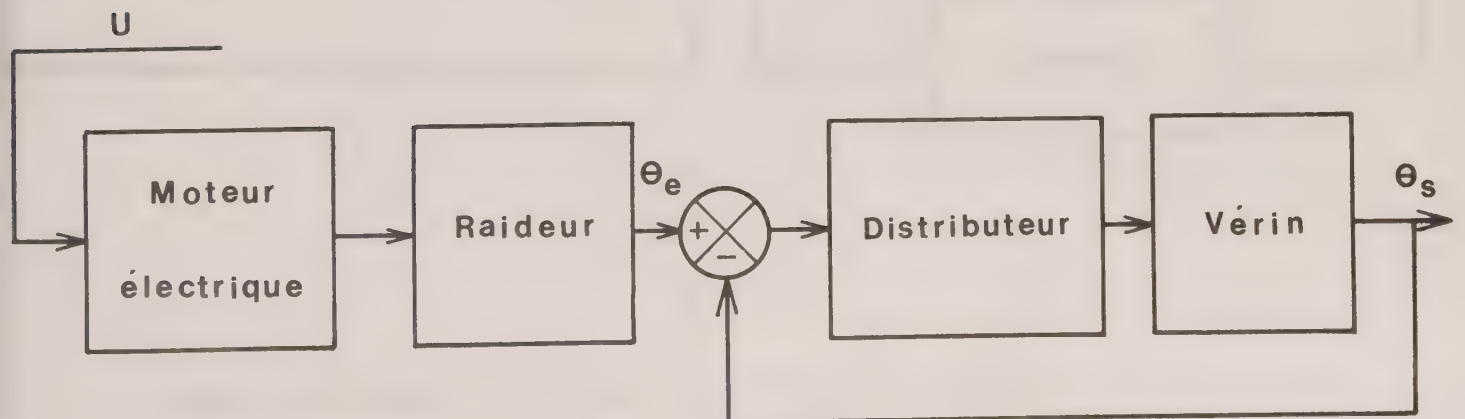


FIGURE 1-8 : Amplificateur hydraulique piloté par dispositif galvanométrique.

Le point c) nécessite la réalisation d'un asservissement de position et peut également être traité de deux manières différentes. Si le capteur de position angulaire est placé sur l'axe de sortie du moteur électrique (figure 1-9), on forme ainsi deux boucles d'asservissement en cascade dont la stabilisation est simple à réaliser. Si l'on place le capteur sur l'axe de sortie de l'amplificateur de couple hydraulique (figure 1-10) cette disposition réalise deux boucles d'asservissement concentriques plus délicates à stabiliser mais permettant d'obtenir une excellente précision.

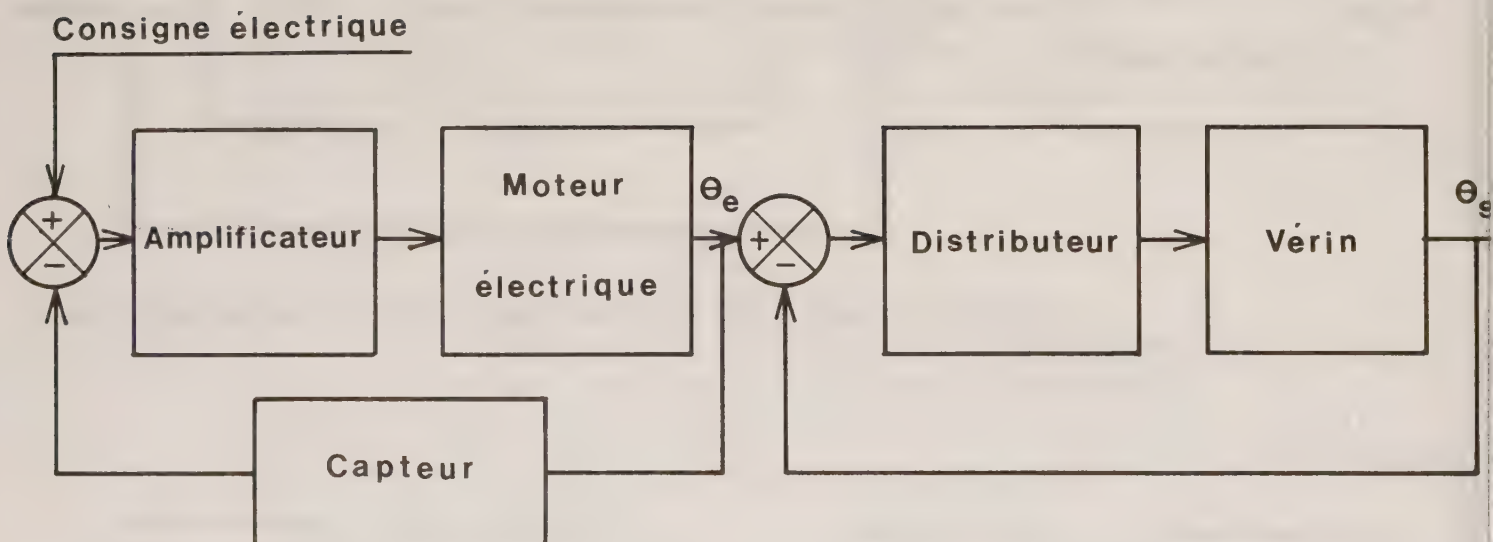


FIGURE 1-9 : Amplificateur hydraulique commandé par moteur électrique couple asservi.

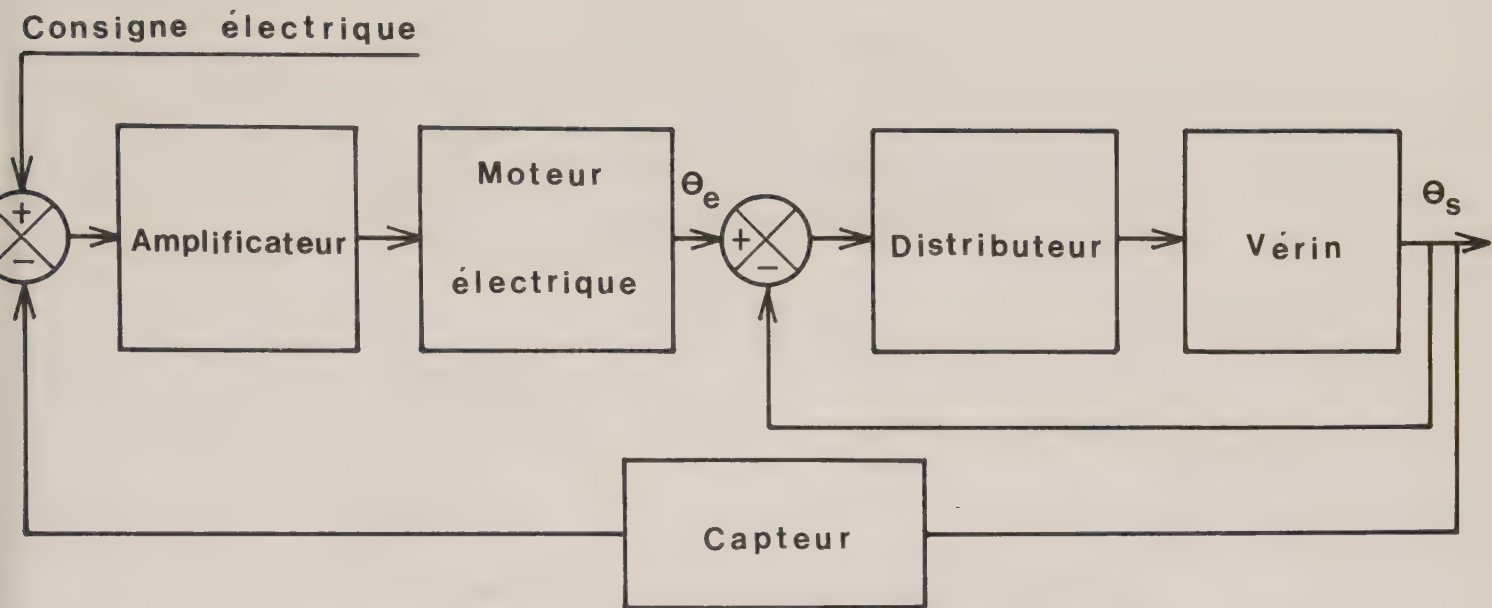


FIGURE 1-10 : Amplificateur hydraulique asservi par moteur électrique couple.

Nous conviendrons désormais de désigner par le terme de "servomoteur électrohydraulique" un ensemble intégrant le moteur électrique et l'amplificateur hydraulique de couple.

C H A P I T R E 2

OBJECTIFS ET RECHERCHE DE SOLUTIONS TECHNOLOGIQUES

1 - INTRODUCTION

2 - OBJECTIFS

Caractéristiques du servomoteur électrohydraulique

3 - CONCEPTION DE LA PARTIE MOTRICE

3.1. Liaison de la palette avec l'arbre de sortie

3.2. Guidage de l'arbre de sortie

3.3. Étanchéité entre chambres

3.4. Étanchéité vers l'extérieur

4 - CONCEPTION DE LA PARTIE DISTRIBUTRICE

4.1. Distributeur en cylindre

4.2. Distributeur à vis différentielle

4.3. Distributeur en glace

5 - LES ALIMENTATIONS - LES RACCORDS

5.1. Tuyauterie

5.2. Raccords

6 - DESCRIPTION DU SERVOMOTEUR ELECTROHYDRAULIQUE

6.1. Principes retenus

6.2. Avantages de la solution proposée

7 - CONCLUSION

1 - INTRODUCTION

Un robot universel est capable de charger des pièces sur une machine, d'exécuter des opérations (soudage, peinture, ...) et même de faire le montage d'ensembles. Ses organes sensoriels lui permettent de travailler d'une façon quasi indépendante et parfois de surveiller la machine qu'il sert. Dans l'industrie microtechnique, pour être efficace, un robot de cette catégorie doit être précis, rapide, compact et léger. De même en robotique médicale l'architecture d'ensemble d'une prothèse doit être peu encombrante et facilement transportable (poids).

Pour ces différentes "machines" le choix de l'énergie motrice se pose avec acuité ; pour notre part nous estimons que l'hydraulique peut résoudre la plupart des problèmes.

En effet les systèmes hydrauliques se prêtent fort bien aux asservissements comme nous l'avons vu dans le chapitre précédent. De plus, les rotations par vérin, n'exigeant pas de réduction de vitesse, on peut penser que les accélérations d'un bras de robot seront élevées (si elles ne sont pas limitées par la commande électrique). Enfin pour des couples ou des forces notables l'hydraulique permet des réalisations avec des encombrements réduits.

Malheureusement l'hydraulique microtechnique est encore insuffisamment développée ; pour satisfaire aux besoins industriels il nous semble important et urgent de créer des composants spécifiques, et notamment des servomoteurs électrohydrauliques miniatures.

2 - OBJECTIFS

Pour éviter des transmissions de mouvement par engrenages ou par câbles il est souhaitable que l'élément moteur soit en prise directe avec l'articulation. Il est donc nécessaire de

concevoir un produit relativement léger (500 g. environ), cette condition devenant impérative pour une prothèse. Or le matériel existant est lourd ; par exemple un vérin à vis ZD 40 (Hausherr) développant un couple de 35 mN pèse 2 kg et un vérin à palette HDK 3 DF (ATV) pèse 1,9 kg pour un couple de 30 mN. De plus ils doivent être associés à une servo-valve séparée. Par construction la rotation de l'arbre de sortie sera limitée à 220°. Cette valeur est largement suffisante pour un télémanipulateur dont l'articulation du poignet (prono supination) est celle ayant l'amplitude maximale : 140°. En robotique industrielle les rotations sont rarement supérieures à 180°.

Si on considère un télémanipulateur pesant 3 kg actionné par 6 servo-moteurs électro-hydrauliques et permettant de soulever une charge de 1 kg en toute position (figure 2-1), le moteur A de l'épaule doit développer un couple de 21 mN, celui du coude D un couple de 9,1 mN et celui du poignet F = 3 mN

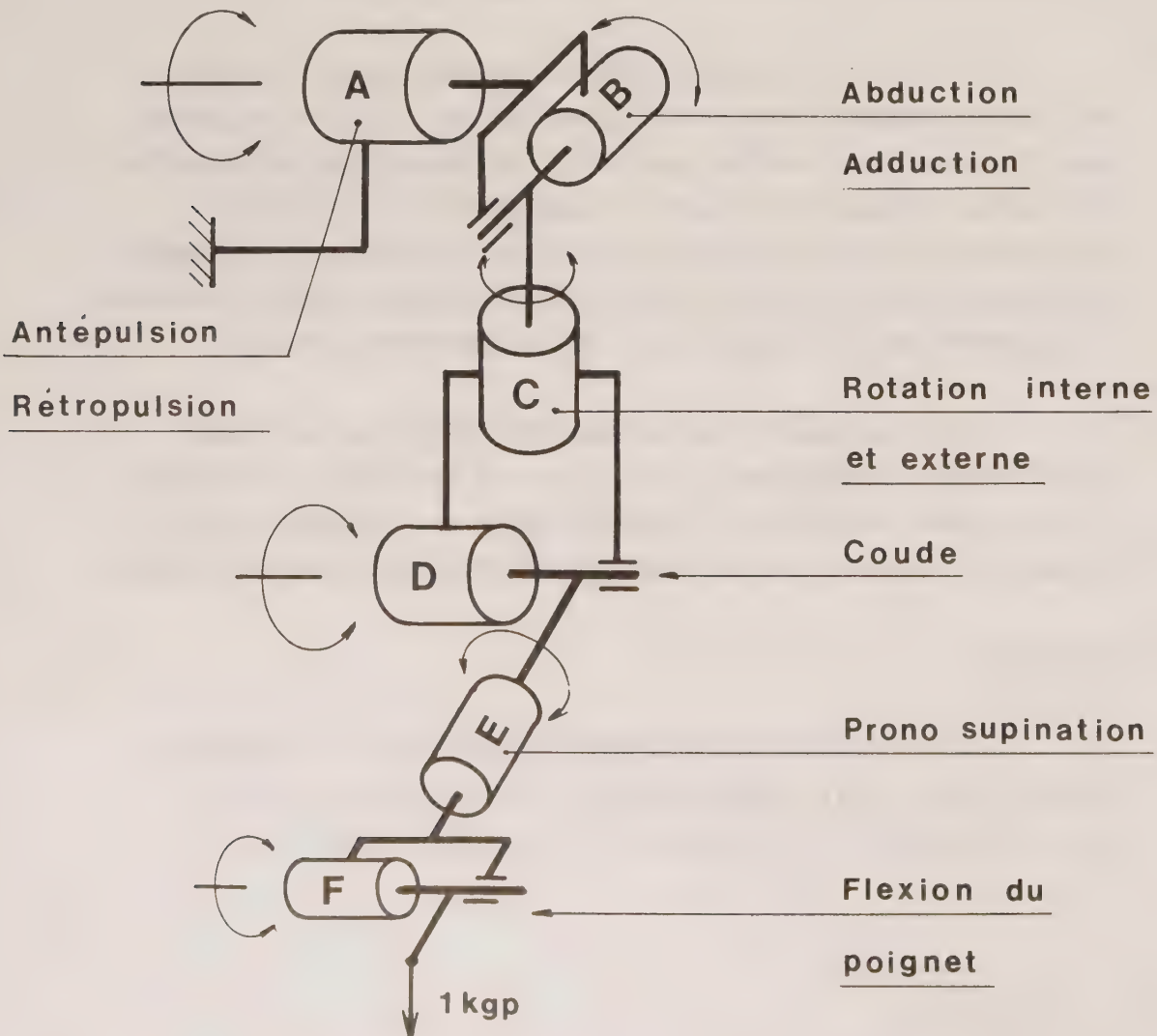


FIGURE 2-1 : Schéma de principe du télémanipulateur.

L'étude doit permettre dans ce cas de fournir une famille de moteurs couvrant toute la gamme de couples nécessaires ; par exemple, en tenant compte d'une certaine sécurité ; 45 mN, 30 mN et 15 mN.

Cet ensemble de produits doit trouver également de nombreuses applications sur les robots miniatures, notamment au niveau des articulations terminales.

Un robot de montage doit être rapide. Il n'est pas rare que l'on exige des déplacements à une vitesse de 10 m/s ; pour un bras rotatif de 500 mm ceci correspond à une vitesse angulaire de 20 rd/s ; valeur que nous devons atteindre. Les calculs de l'asservissement hydromécanique au quatrième chapitre nous permettront de définir dans ces conditions la forme et les dimensions des orifices du distributeur. En fait cette vitesse maximale à vide correspond à un gain élevé du distributeur, qui pourra être utilisé pour des charges d'inertie modérée ; mais dans le cas d'inerties importantes, nous devons limiter ce gain pour obtenir la stabilité de la boucle hydraulique, ce qui aura pour effet de limiter la vélocité du système. Nous obtiendrons ainsi, par modification de la dimension maximale des orifices d'admission d'huile, toute une gamme de produits correspondant à diverses vitesses et, corrélativement, à diverses inerties.

A titre d'exemple, les moteurs prévus pour l'épaule du télémanipulateur évoqué ci-dessus tourneront au maximum à 1 rad/s, l'inertie ramenée à leur niveau étant particulièrement importante.

Les raccords tournants pour l'hydraulique sont encombrants, et surtout difficiles à placer dans l'axe de l'articulation. Pour ces raisons la transmission de l'énergie sera assurée par des canalisations souples. Dans ces conditions, en microtechnique, il n'y a pas intérêt à monter à des pressions supérieures à 100 bars, pour lesquelles le gain en dimension des vérins serait compensé par l'encombrement des raccords et des conduites. Tous les calculs seront réalisés à partir d'une pression d'utilisation de 80 bars, dont nous vérifierons au paragraphe 5.1 qu'elle convient pour des tuyaux souples de petit diamètre.

La puissance maximale ainsi obtenue est alors de :

$$P = C\omega$$

(1)

avec $C = 45 \text{ mN}$ et $\omega = 20 \text{ rd/s}$, soit :

$$P = 900 \text{ W.}$$

Pour une pression de 80 bars le débit théorique de la pompe sera donc : (on ne tient pas compte des différents débits de fuite)

$$q = \frac{P}{p} = 112,5 \text{ cm}^3/\text{s} \quad (2)$$

Dans la suite de ce chapitre nous recherchons différentes solutions technologiques pour concevoir un vérin à simple palette et son distributeur associé. Cette étude doit aboutir à un dessin d'ensemble, point de départ des calculs mécaniques et hydrauliques.

3 - CONCEPTION DE LA PARTIE MOTRICE

Des différentes solutions proposées dans le premier chapitre, le vérin rotatif à palette est le mieux adapté pour développer des couples importants sous un volume réduit.

Il présente en outre l'avantage d'offrir des couples différents par la seule variation de sa longueur L (figure 2-2).

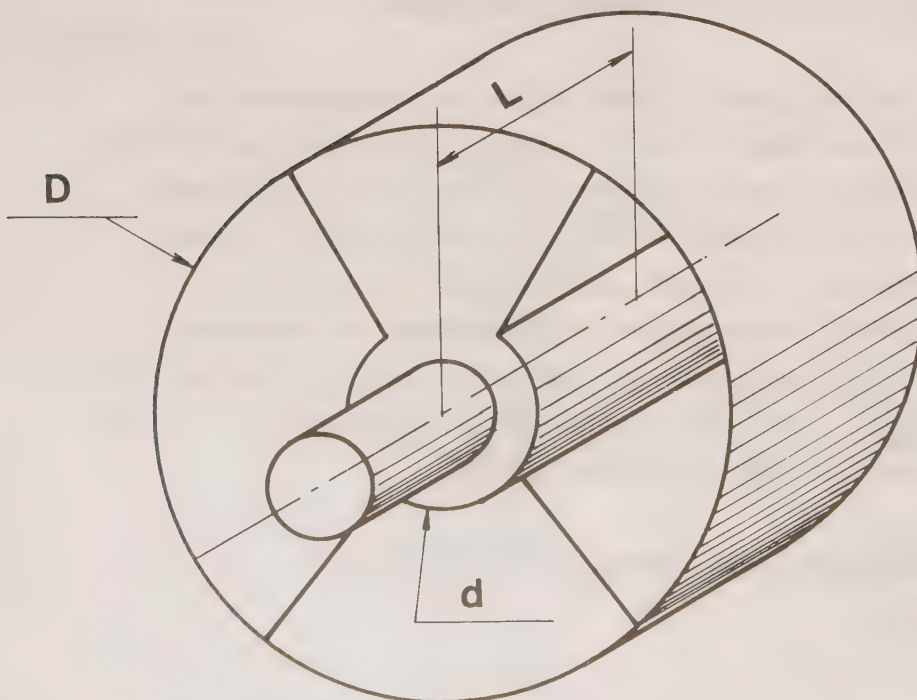


FIGURE 2-2 : Vérin à palette.

Le couple théorique disponible sur l'arbre est égal au produit de la pression et de la cylindrée, par radian ; soit :

$$C = \frac{p (D^2 - d^2) L}{8} \quad (3)$$

Nous construirons ainsi à partir d'une même architecture d'ensemble : même distributeur, mêmes caractéristiques diamétrales, des amplificateurs de couple de longueurs différentes développant des couples différents.

Les problèmes technologiques que pose la fabrication d'un vérin à simple palette sont les suivants :

- liaison de la palette avec l'arbre de sortie
- guidage de l'arbre de sortie
- étanchéité entre chambres
- étanchéité vers l'extérieur.

3.1. Liaison de la palette avec l'arbre de sortie

a) Usinage de la palette dans la masse

Le brut palette et arbre peut être obtenu par matriçage (acier) ou par moulage (alliage léger). On usine ensuite par tournage l'axe, les portées cylindriques de la palette ainsi que ses faces. Il est malheureusement impossible d'effectuer sur machine classique un rodage parallèle des faces A et C (figure 2-3).

b) Visser la palette sur l'axe

La réalisation simple présentée sur la figure 2-4 est malheureusement incompatible avec notre objectif de miniaturisation.

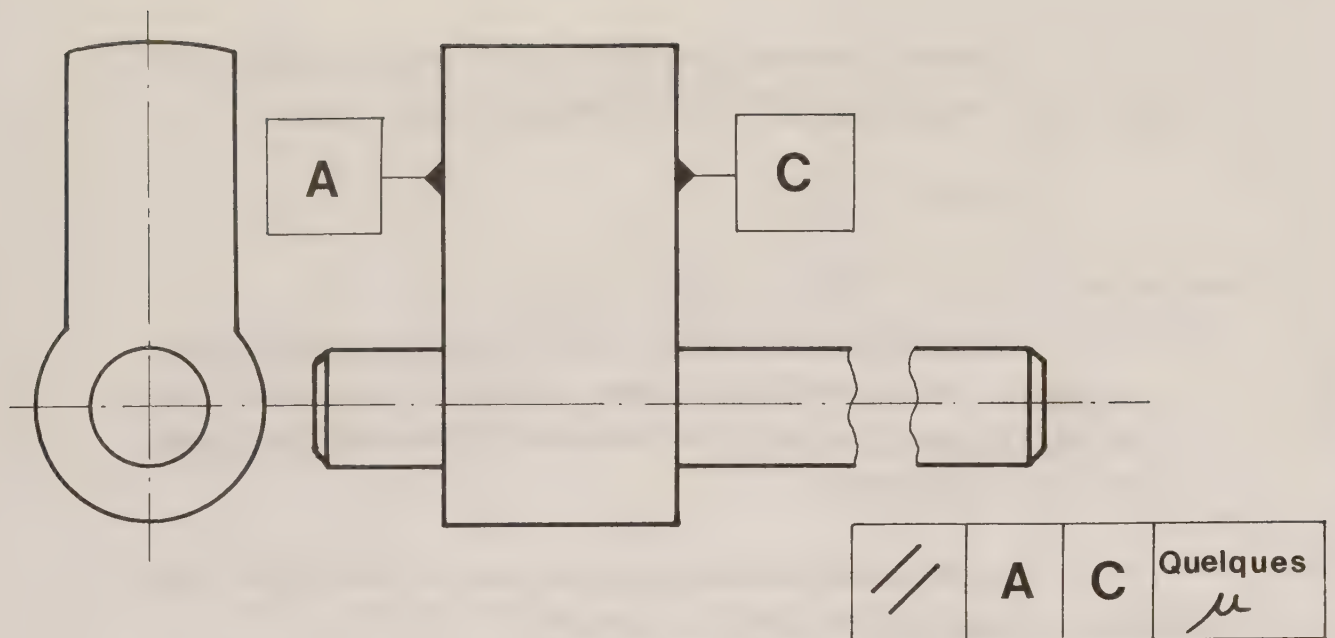


FIGURE 2-3 : Palette usinée dans la masse.

En effet la vis est soumise à la fois à de la flexion et à du cisaillement. Si on suppose que celle-ci est réalisée avec un acier dont la résistance pratique à la traction est de 200 N/mm^2 , il est nécessaire de monter une vis CHc M 16 pour transmettre un couple de 45 mN.

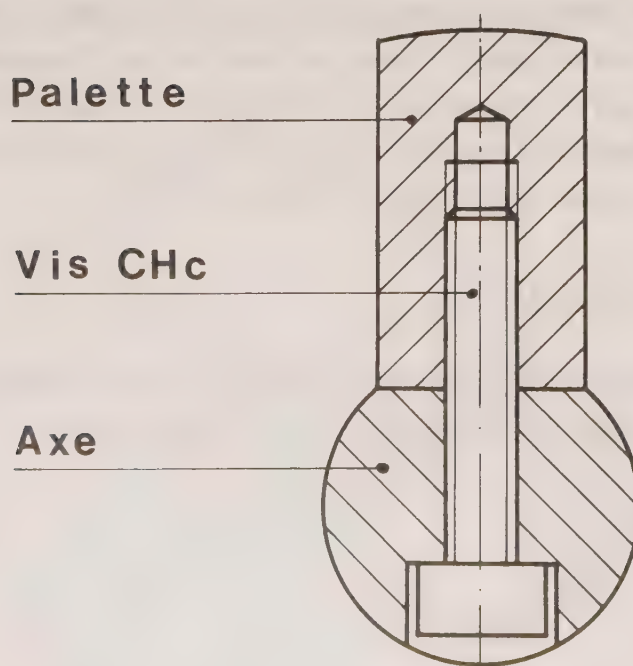


FIGURE 2-4 : Fixation de la palette par vis.

c) Soudage de la palette

Le soudage par bombardement électronique [S-6] réalise des cordons de soudure étroits permettant de limiter très précisément l'échauffement supporté par la pièce, réduisant ainsi les déformations mécaniques. Cette opération met en oeuvre une technologie importante, le taux horaire est élevé (environ 350 F. par heure en 1979), par contre elle évite des opérations de fraisage en division et de rodage longues et onéreuses. On peut alors envisager de réaliser la palette mobile en deux parties (tournage) comme le représente la figure 2-5.

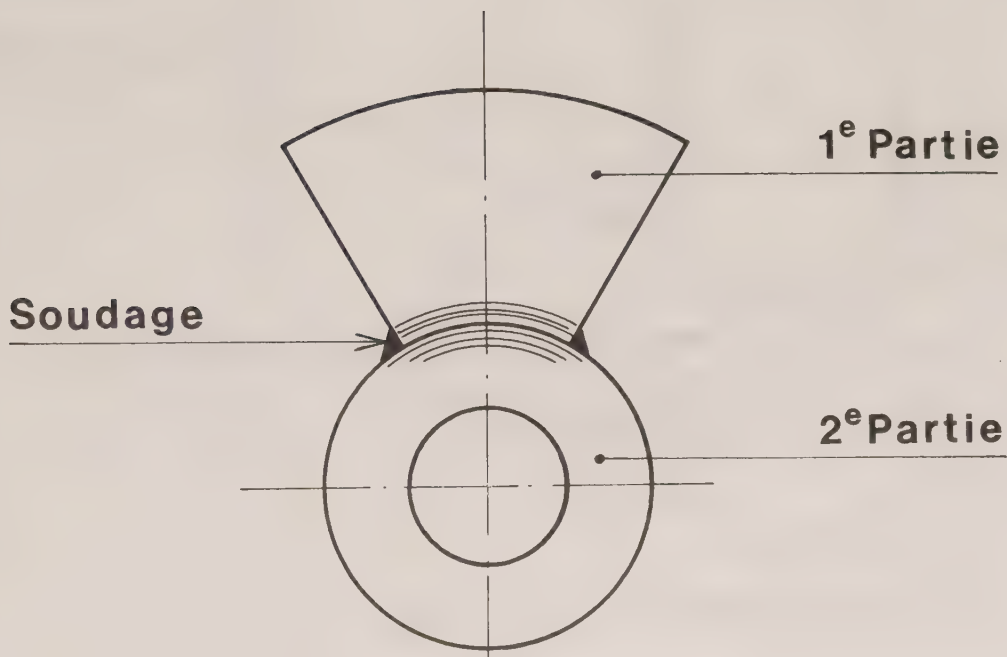


FIGURE 2-5 : Soudage par bombardement électronique.

d) Lier la palette et l'axe par obstacle

On peut citer pour mémoire la clavette, l'arbre cannelé, l'arbre dentelé, l'arbre à profil polygonal. Au cours des sollicitations alternées, la clavette risque de se détruire assez rapidement par "matage". Les autres solutions présentent des avantages identiques ; la réalisation de l'alésage nécessite l'emploi de broches. Quant à l'usinage de la palette il présente certaines difficultés pour le raccordement de l'arc AB et des droites BC et AD (figure 2-6).

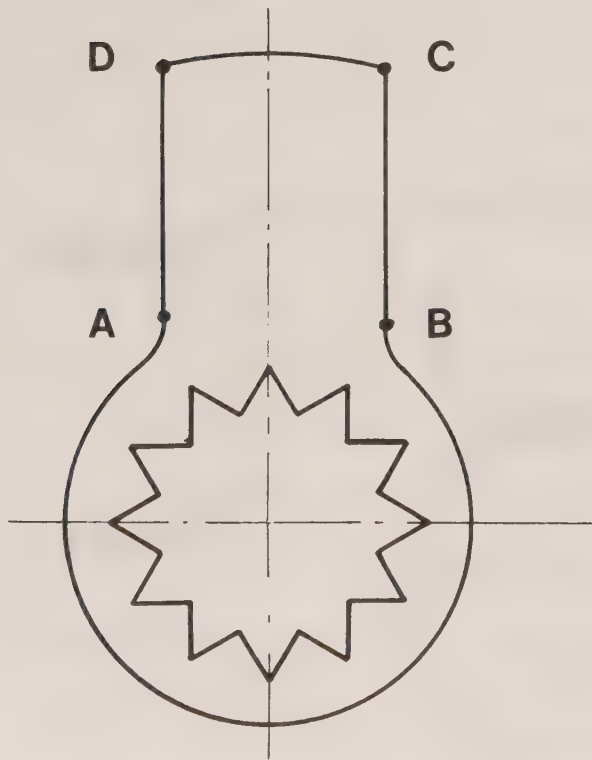


FIGURE 2-6 : Palette à moyeu dentelé.

3.2. Guidage de l'arbre de sortie

Pour équilibrer les efforts radiaux et éviter ainsi l'arc-boutement de la palette mobile sur la palette fixe (figure 2-7) il est important de réaliser un guidage parfait de l'arbre dans les flasques 2 et 3 (figure 1-2) du vérin rotatif.

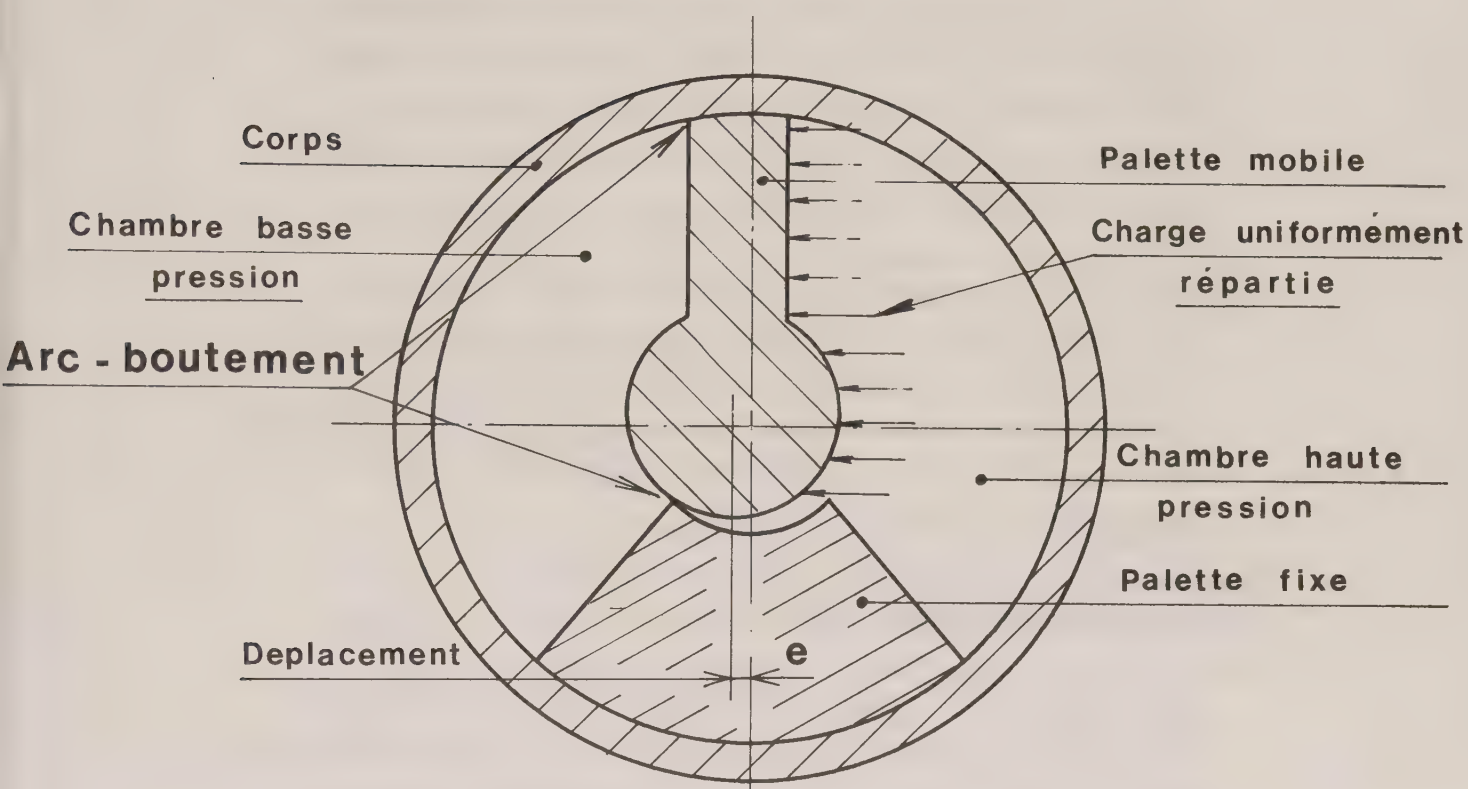


FIGURE 2-7 : Mauvais guidage de l'arbre.

a) Paliers lisses sur coussinets

On trouve dans le commerce des coussinets en bronze, en acier garni d'antifricition, en matériaux frittés (coussinets auto lubrifiants) et en carbures métalliques. La vitesse de rotation de l'arbre du vérin étant relativement faible (200 T/mn), et les charges radiales élevées, on peut donc

craindre dans ces conditions la rupture du film d'huile et l'augmentation très rapide du coefficient de frottement qui peut provoquer un grippage.

b) Paliers sur roulements

Les roulements à billes sont encombrants, il en est de même pour les roulements à galets. Par contre les roulements à aiguilles sont de dimension réduite et de plus ils peuvent être fortement sollicités (charge radiale uniquement). Le montage de ces derniers est simple et leur coût est modéré pour des qualités courantes.

Malgré le soin apporté à la réalisation des roulements à aiguilles on constate toujours qu'il existe un seuil de rotation minimal. Ce phénomène appelé "petits bonds" ou encore stik-slip peut intervenir sur la précision de l'amplificateur de couple, donc sur la précision de position de l'outil terminal d'un robot.

c) Palier hydrostatique [G-3]

Pour annuler les effets du frottement sec ou du frottement de roulement on peut interposer un film d'huile sous pression entre le tourillon et le palier. Cette solution trouve de nombreuses applications en machine outil de précision (rectifieuse par exemple). Certaines difficultés existent lorsqu'on veut utiliser cette solution en micromécanique (diamètre des gicleurs forme des rainures et usinage). Des recherches sur ce sujet sont en cours à l'Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne sous la direction du Professeur Burckhardt, dont les résultats nous intéressent vivement. On peut néanmoins penser que le coût de cette amélioration sera élevé.

3.3. Etanchéité entre chambres

Les fuites entre chambres sont inévitables, il est pourtant essentiel de les réduire au maximum.

a) Joint d'étanchéité

C'est la solution adoptée par l'ensemble des fabricants de vérins rotatifs hydrauliques. Un joint épouse la forme de la palette fixe et de la palette mobile. (figure 1-2 du premier chapitre). Pour éviter le phénomène d'extrusion sous l'effet de la pression les pièces doivent être réalisées avec précision. L'usure du joint est incontrôlable, on ne peut donc retenir cette solution pour des applications du servomoteur en robotique industrielle.

b) Exécution sans joint

Un vérin hydraulique sans joint nécessite des ajustements de pièces de très grande précision. Pourtant, on peut estimer connaître le débit de fuite maximal et considérer que celui-ci restera invariant au cours du temps. Cette dernière condition n'est réalisée que si les surfaces de frottement sont assez dures pour en limiter l'usure. On remarquera que si l'on fixe un débit de fuite la raideur hydraulique du vérin diminuera mais sa stabilité est plus simple à assurer.

Cette conception certainement plus coûteuse que la précédente est pourtant à notre avis très avantageuse ; elle permettra notamment d'augmenter considérablement la durée de vie de la partie motrice de l'amplificateur de couple.

3.4. Etanchéité vers l'extérieur

a) Etanchéité de l'arbre de sortie

Elle doit être assurée par un joint. Il existe de nombreuses possibilités : joint torique joint(O ring) joint composite (figure 2-8), etc...

Si on utilise la solution par joint torique on aura soin de le décharger par une canalisation de liaison au réservoir.

Bague plastique

Anneau élastique

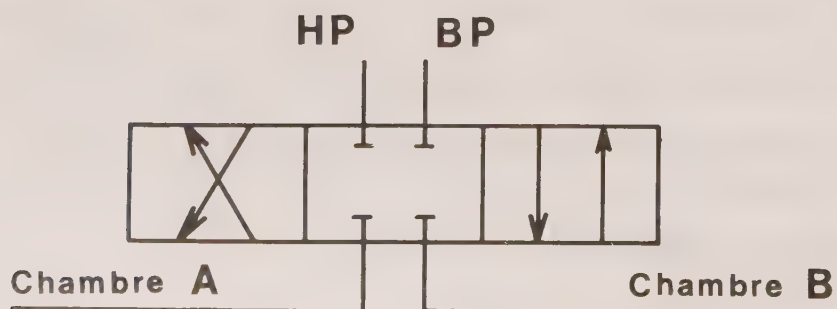
HP

Déformation sous l'effet de la pression

FIGURE 2-8 : Joint composite.

4 - LE DISTRIBUTEUR

Le distributeur associé au vérin à palette est du type :
4 voies - 3 positions.



Dans notre étude il s'agit d'un distributeur rotatif, piloté par un moteur électrique, et devant s'intégrer à l'architecture d'ensemble du servomoteur électrohydraulique.

On peut envisager les trois solutions suivantes :

- le distributeur en cylindre
- le distributeur à vis différentielle
- le distributeur en glace

4.1. Distributeur en cylindre

La miniaturisation et les principales caractéristiques hydrauliques du distributeur en cylindre présenté sur la figure 2-9 ont été étudiées au L.A.B. par D. Simon, dont l'une des applications est l'asservissement d'un module de motricité linéaire pour robot [S-5] .

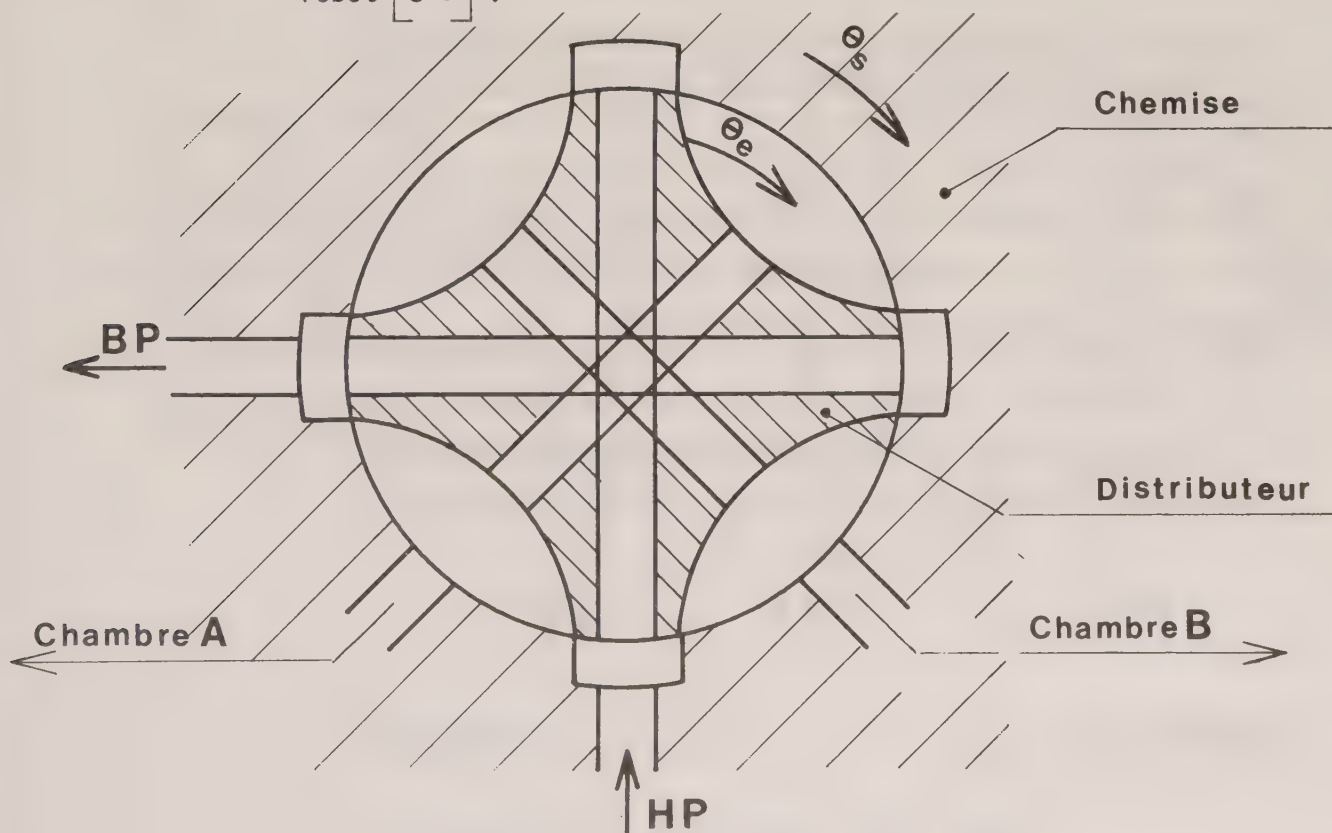


FIGURE 2-9 : Distributeur en cylindre

Les perçages représentés sur le schéma dans le plan de coupe sont nécessaires pour l'équilibrage radial du distributeur. Un tel dispositif permet un entraînement direct par le moteur électrique de commande. Dans le cas d'une application avec le vérin à palette, cette dernière est liée à la chemise du distributeur.

4.2. Distributeur à vis différentielle

Au cours de l'exposé de nos projets devant le Comité "Mécanique" de la DGRST, Mr. Michalon (Société Hydromécanique et frottement) a émis une suggestion technique présentée sur la figure 2-10.

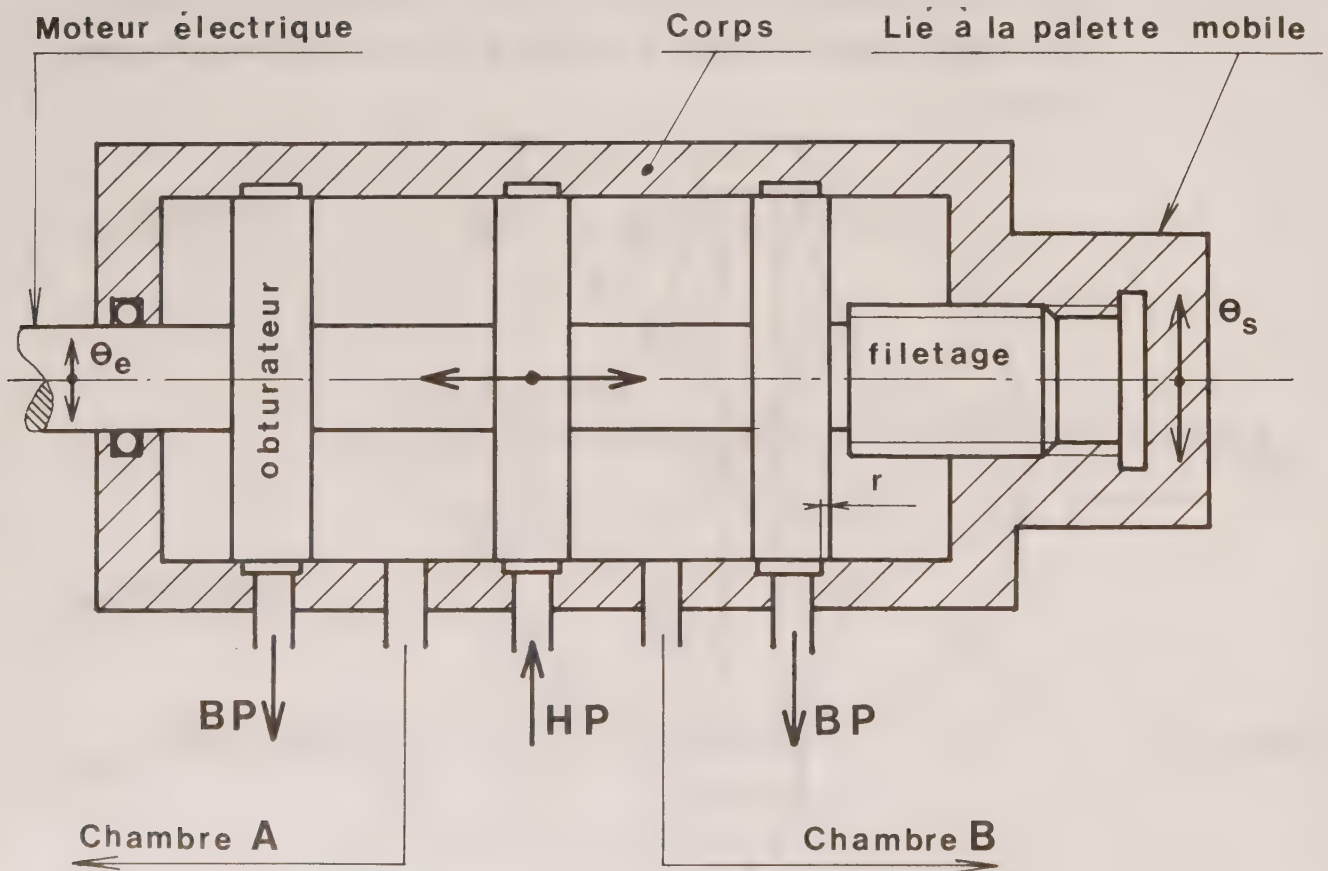


FIGURE 2-10 : Distributeur à vis différentielle.

Les trois rainures usinées dans le corps sont fermées par trois obturateurs montés sur un axe vissé dans le corps. Une rotation du moteur électrique de pilotage provoque un déplacement axial du distributeur sur lequel il est monté. Pour une application éventuelle sur le vérin, la palette et le corps de ce distributeur sont liés. Le couple du moteur électrique de pilotage sera plus élevé que celui utilisé sur le distributeur en cylindre précédent par la présence de frottements importants au niveau de la vis. Enfin un calcul rapide nous montre que cette solution est délicate à appliquer en micromécanique. En effet pour un recouvrement r de 0,01 mm et une rotation minimale de l'arbre du vérin de $1/2$ degré on obtient un pas de vis de 7 mm.

4.3. Distributeur en glace

Dans cette solution (figure 2-11) le moteur électrique de pilotage est également en prise directe avec l'axe du distributeur. Contrairement aux conceptions précédentes les canalisations haute et basse pression usinées dans le distributeur sont tournantes. L'équilibrage statique axial est assuré par des perçages réalisés dans la contre glace ; cette dernière est liée à la glace et à la palette mobile du vérin rotatif.

Cette conception est réalisable en petite dimension, et le recouvrement r doit par usinage être aussi réduit que possible si l'on veut obtenir des asservissements précis.

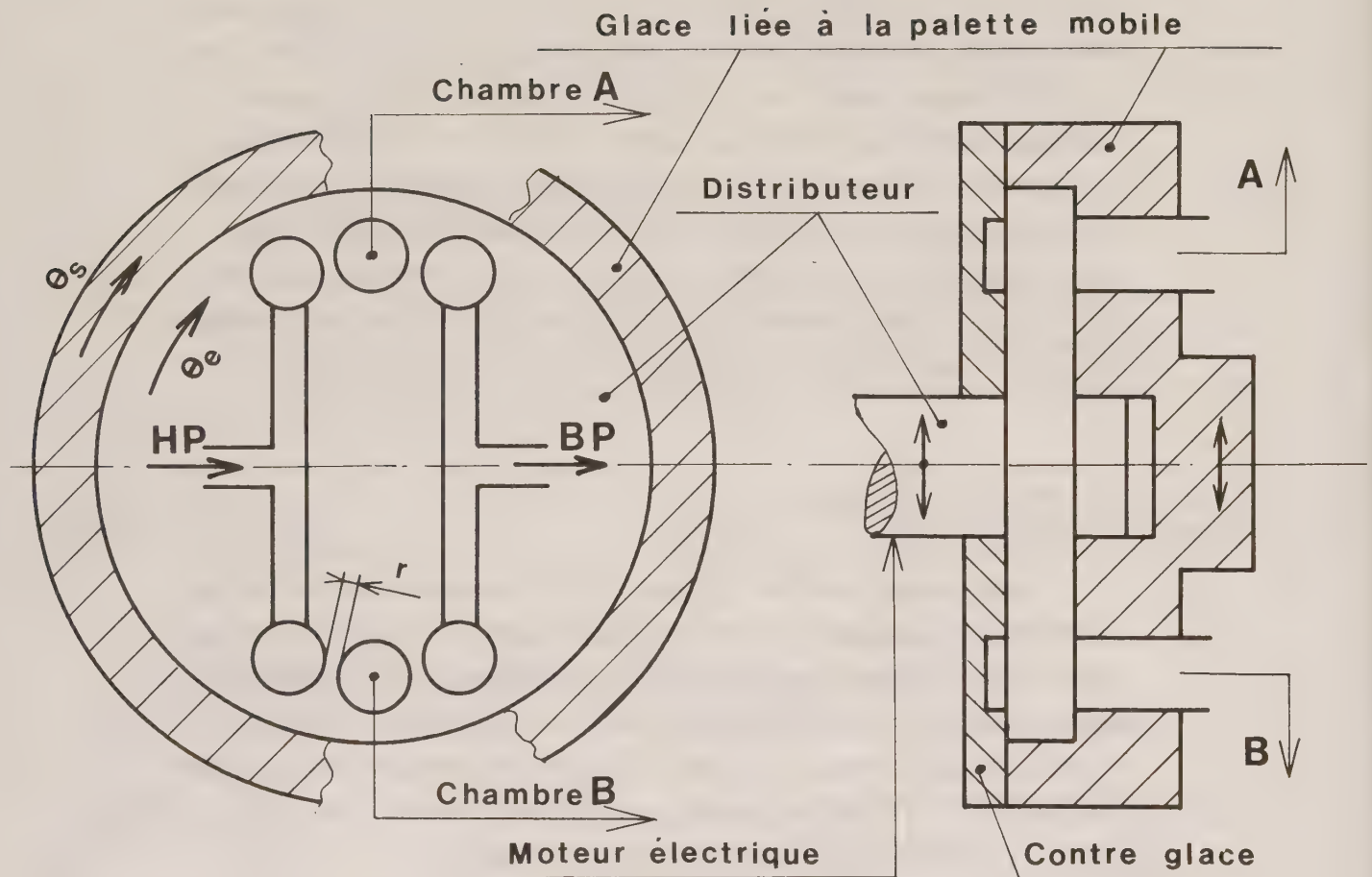


FIGURE 2-11 : Distributeur en glasse.

5 - ALIMENTATION

5.1. La tuyauterie

Pour l'ensemble des applications du servomoteur électro-hydraulique nous choisissons une pression d'utilisation de 80 bars.. La transmission de l'énergie doit être réalisée au moyen de canalisations souples et de petit diamètre.

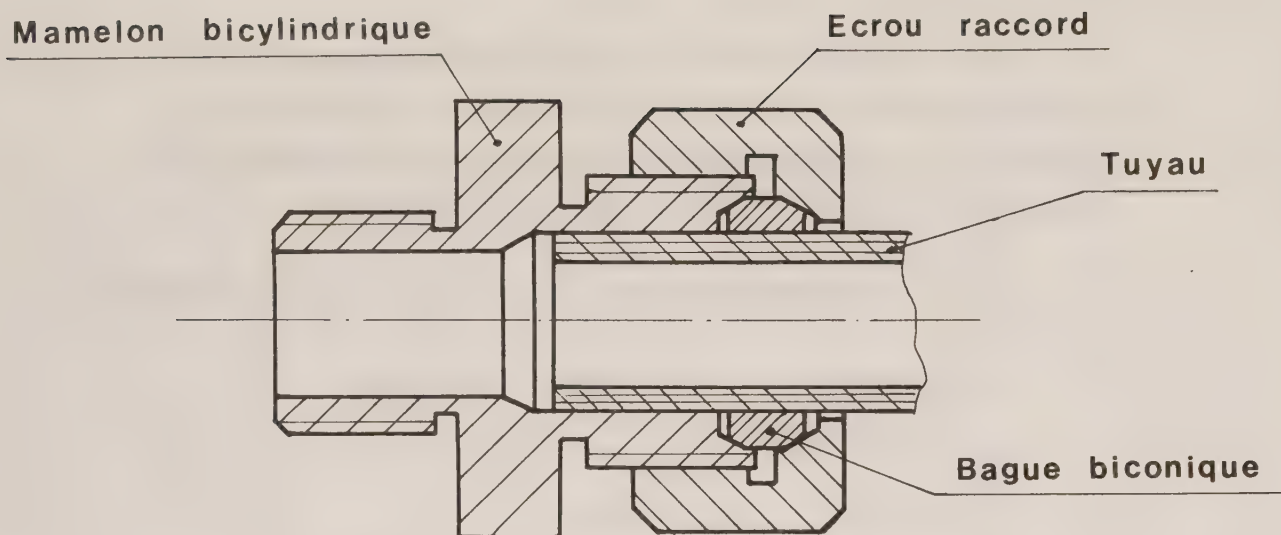
Le tube "Rilsan" présente à cet effet de nombreux avantages :

- Une résistance à l'éclatement importante
 $C_t = 420$ bars à 20°C.
- Il existe en petite taille :
diamètre extérieur 4 mm, épaisseur 1 mm.
- Il permet de petits rayons de cintrage (au minimum
6 à 7 fois le diamètre extérieur du tube)

A 80 bars le tube "Rilsan rigide BESN" 4 x 2 est donc utilisé avec un coefficient de sécurité de 3,5.

5.2. Raccords de tuyauterie

Il existe dans le commerce de nombreux produits permettant de raccorder le bloc de distribution aux différents servomoteurs électrohydrauliques. Nous présentons ici deux types de matériels qui ont retenu notre attention car ils se prêtent fort bien à des réalisations miniatures. Il s'agit sur la figure 2-12 d'un raccord à bague universelle et sur la figure 2-13 d'un raccord avec collier de serrage ovale miniature Otiker.



La bague se déforme par vissage du bouchon assurant ainsi l'étanchéité du tube.

FIGURE 2-12 : Raccord d'implantation.

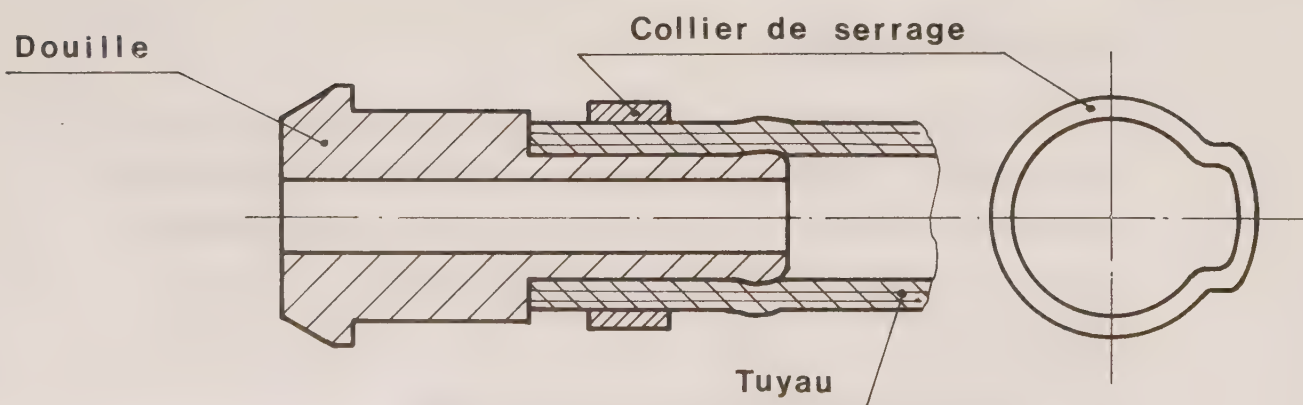


FIGURE 2-13 : Raccord avec collier de serrage miniature.

6 - DESCRIPTION TECHNOLOGIQUE

Les solutions technologiques décrites dans les paragraphes précédents offrent chacune de nombreux avantages. Dans ces conditions il est difficile de présenter le dessin d'ensemble d'un produit idéal. Des améliorations devront donc être apportées au prototype après essais.

6.1. Analyse technologique du dessin (figure 2-14)

L'architecture d'ensemble du servomoteur électrohydraulique est de forme cylindrique. L'étage de puissance est constitué d'un vérin à simple palette de course angulaire maximale 220° . La section carrée de l'arbre de sortie, lui-même guidé par deux roulements à aiguilles ajustés dans les flasques, assure une liaison rigide en rotation avec la palette mobile montée sans joint dans le corps du moteur.

Sur l'étage de distribution nous avons monté les raccords de tuyauterie et le moteur électrique de commande ; le capteur de position angulaire n'est pas représenté. Le distributeur en glace reçoit la pression hydraulique sur un joint tournant et l'étanchéité vers l'extérieur est assurée par un joint réglable, ceci afin de réduire au minimum les frottements.

6.2. Avantages et inconvénients

La plupart des pièces sont réalisables par tournage ; seule la palette mobile présente certaines difficultés en usinage classique. La simplicité des formes facilite des reprises de super finition (rodage par exemple) sur les faces nécessitant une bonne correction géométrique (étanchéité).

L'arbre de sortie et le distributeur à glace doivent être parfaitement alignés, cette condition sera satisfaite si les pièces sont réalisées avec un faible écart géométrique de parallélisme.

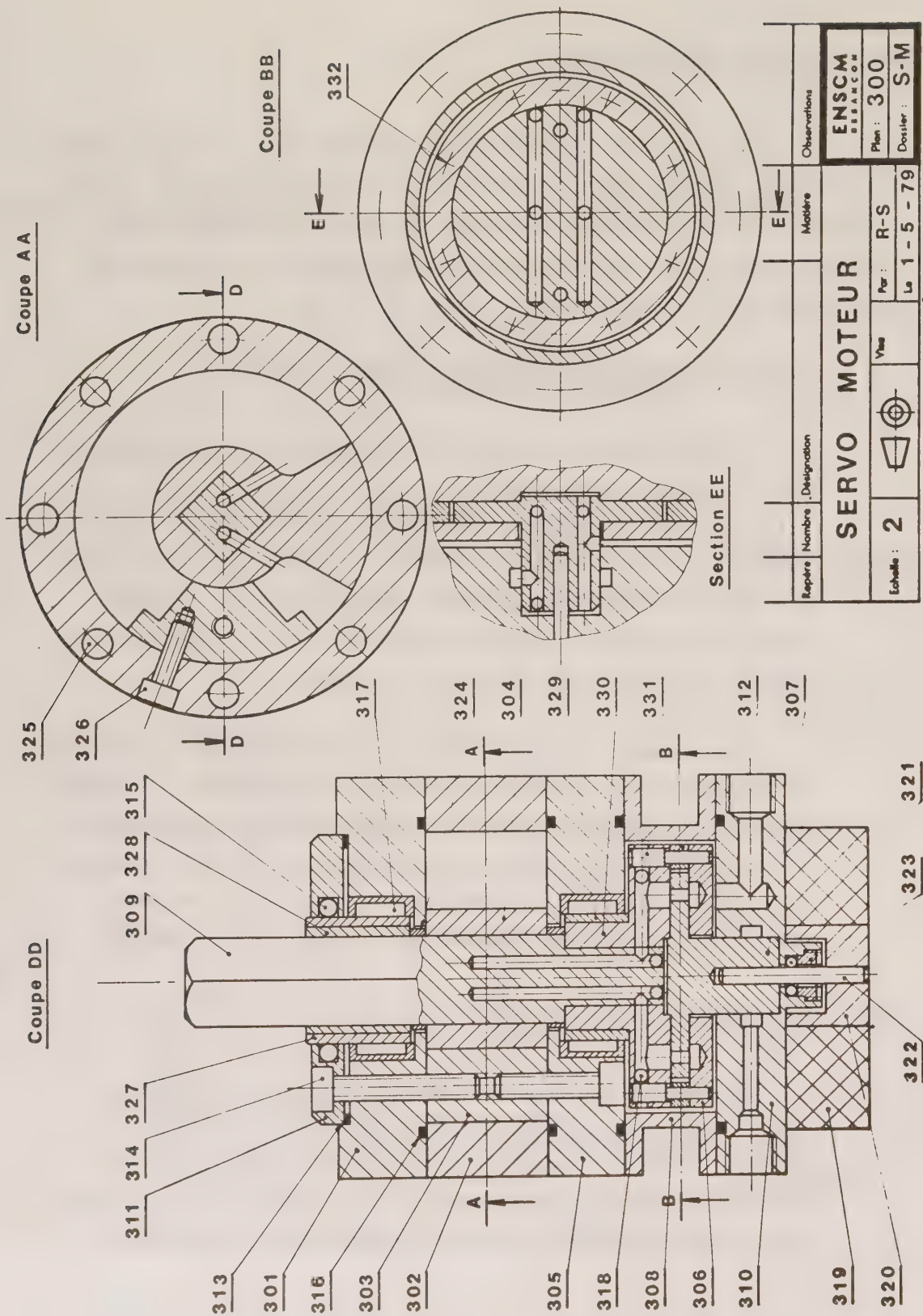


FIGURE 2-14 : Architecture d'ensemble du servomoteur électrohydraulique.

Enfin la fixation du servomoteur électrohydraulique sur l'articulation du robot est réalisable par bridage sur le corps ou par vissage sur le flasque.

7 - CONCLUSION

Le modèle retenu répond techniquement aux objectifs envisagés dans ce chapitre.

En effet l'architecture d'ensemble est relativement réduite : diamètre extérieur 64,5 mm, longueur 75 mm ; ce qui correspond à un volume de $0,25 \text{ dm}^3$.

De plus cette solution présente l'avantage d'offrir une gamme de produits dont les couples de sortie sont différents par la seule variation de longueur de la partie motrice.

Enfin on peut faire varier les caractéristiques hydrauliques du moteur par simple changement du distributeur (variation du gain en fonction des dimensions des orifices de distribution).

Les dimensions des pièces du dessin d'ensemble sont actuellement choisies à priori. Elles seront définies avec précision (cotes nominales et tolérancements) au moyen des calculs mécaniques et de l'analyse fonctionnelle du troisième chapitre.

A partir de cette étude nous exécuterons les dessins de produit fini afin d'établir ensuite l'analyse d'usinage de chaque pièce en vue d'une industrialisation future ; cette analyse est également importante en prototype pour le respect des conditions géométriques et dimensionnelles (voir annexe).

C H A P I T R E 3

ETUDE TECHNOLOGIQUE DU SERVOMOTEUR

1 - INTRODUCTION

2 - CARACTERISTIQUES MECANIQUES

2.1. Variation du couple de sortie

2.2. Choix des matériaux

2.3. Section de l'arbre de sortie

2.4. Déformation de la partie motrice sous l'effet de la pression

2.5. Vérification des éléments de fixation

2.6. Durée de vie des roulements

2.7. Contraintes dans la palette mobile

3 - ANALYSE FONCTIONNELLE

3.1. Introduction

3.2. Exemple de calcul

3.3. Conclusion de l'étude

4 - INFLUENCE DES JEUX SUR LES FUITES

4.1. Débit de fuite sur le raccord tournant

4.2. Débit de fuite du distributeur

4.3. Débit de fuite de la partie motrice

4.4. Débit de fuite total

5 - CYLINDREE ET RENDEMENT VOLUMETRIQUE

6 - CONCLUSION

1 - INTRODUCTION

Nous retenons pour la suite de l'étude le modèle technologique présenté sur la figure 2-14 ; celui-ci est formé de deux parties distinctes :

- l'une motrice qui est soumise aux pressions hydrauliques et se déforme ; le choix de matériaux ainsi que le calcul des contraintes doit définir les dimensions minimales des pièces fortement sollicitées (arbres, parois, etc...)
- l'autre distributrice, qui transmet par des canalisations le fluide sous pression et doit être conçue pour limiter les fuites au maximum (tolérancement fonctionnel).

Les calculs de ce chapitre sont réalisés sur la base d'un servomoteur développant un couple de 45 mN ; effectuant 150 cycles de 220° par minute et fonctionnant sous une pression de 80 bars.

2 - CARACTERISTIQUES MECANQUES

2.1. Variation du couple de sortie

Monté sur l'articulation d'un robot ou d'un télémanipulateur le servomoteur doit être dimensionné afin que le rapport entre le diamètre extérieur et la longueur totale soit peu différent de 1. Dans ces conditions avec $D = 46$ mm et $d = 22$ mm l'équation (3) nous donne les résultats suivants :

Couple de sortie :	Largeur de la palette :
C en mN	L en mm
15	9,5
30	19
45	27,5

2.2. Choix des matériaux

Notre objectif est de réaliser un appareil léger, il nous faut donc trouver un ensemble de matériaux ayant des caractéristiques mécaniques élevées, facilement usinables et susceptibles de subir des traitements de surface (augmentation de la résistance à l'usure).

Dans la gamme des alliages légers le seul matériau ayant une résistance à la rupture élevée est le zical dont les applications sont nombreuses en aéronautique. La marque est déposée par Cegedur Pechiney et la désignation AFNOR est AZ 8 GU ($7,2 \% < Z_n < 8,4 \% - 2,1 \% < Mg < 3,1 \% - 1,2 \% < Cu < 1,9 \% - Ti - Cr$ et le reste Al. Les propriétés du zical qui présentent le plus d'intérêt pour notre étude sont :

- module d'élasticité longitudinal $E = 75 \times 10^3 \text{ N/mm}^2$
- résistance à la rupture $R_r = 610 \text{ N/mm}^2$
- masse spécifique $\rho = 2,8 \text{ g/cm}^3$
- résistance élastique $R_e = 530 \text{ N/mm}^2$

En outre il se prête fort bien au traitement d'anodisation dure ayant pour objet principal de conférer aux alliages d'aluminium une dureté superficielle supérieure ou égale à celle du chrome dur ou de l'acier trempé. Ce durcissement est obtenu par transformation de l'aluminium en alumine dont la dureté est voisine de 500 à 600 vickers.

On peut considérer comme techniquement valable une couche anodisée de 60 microns, celle-ci se développant pour moitié à l'intérieur de la cote initiale et pour moitié à l'extérieur entraînant ainsi une surépaisseur égale à la moitié de l'épaisseur atteinte, dont il faut tenir compte dans le tolérancement à l'usinage.

Malheureusement ce traitement détériore légèrement les caractéristiques géométriques et microgéométriques des surfaces ; cet inconvénient peut avoir une influence non négligeable sur les

fuites internes du moteur et sur son fonctionnement.

A titre indicatif nous présentons sur la figure 3-1 les relevés d'état de surface sur trajectoire repérée avant et après anodisation et dans le tableau suivant les résultats de notre comparaison sur quatre critères de rugosité significatifs du frottement en hydraulique.

Critères	Avant anodisation	Après anodisation
P_t : profondeur totale du profil total	4,8 μ	6,2 μ
W_t : profondeur totale de l'ondulation	1,4 μ	2,2 μ
R_a : écart moyen de ru- gosité	0,35 μ	0,47 μ
$(T_p)_c$: Pourcentage portant après usure à 2 μ	24 %	53 %

De cette étude rapide sur cinq échantillons on remarque qu'il sera nécessaire dans certains cas d'effectuer après anodisation une opération de super finition par rodage [M-1]. Cet usinage améliore les qualités géométriques de la surface en augmentant le pourcentage portant (53 % pour enlèvement de 2 μ) de plus il fait apparaître une sous couche anodisée plus dure que celle en surface [B-2] donc plus résistante à l'usure.

L'arbre transmettant un couple important, on doit choisir un acier dont la limite élastique est grande après traitement thermique. Parmi les nombreux aciers de construction nous avons choisi un acier au nickel, chrome, molybdène : 40 NCD 18 (0,4 % carbone, 4,5 % nickel, 1,5 % de chrome) dont la résistance à la rupture après trempe à 900°C et revenu à 200°C

FIGURE 3-1 : Etats d'une surface avant et après anodisation dure.

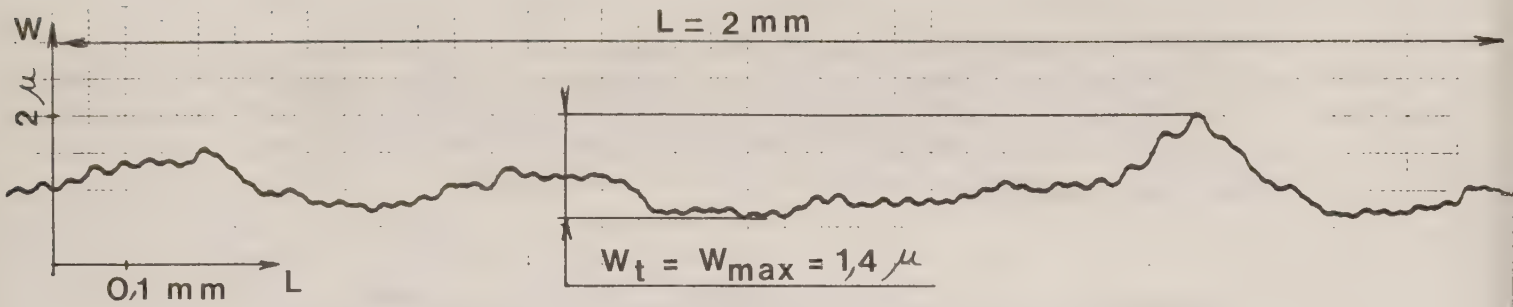


FIGURE 3-1-a : Ondulation avant anodisation.

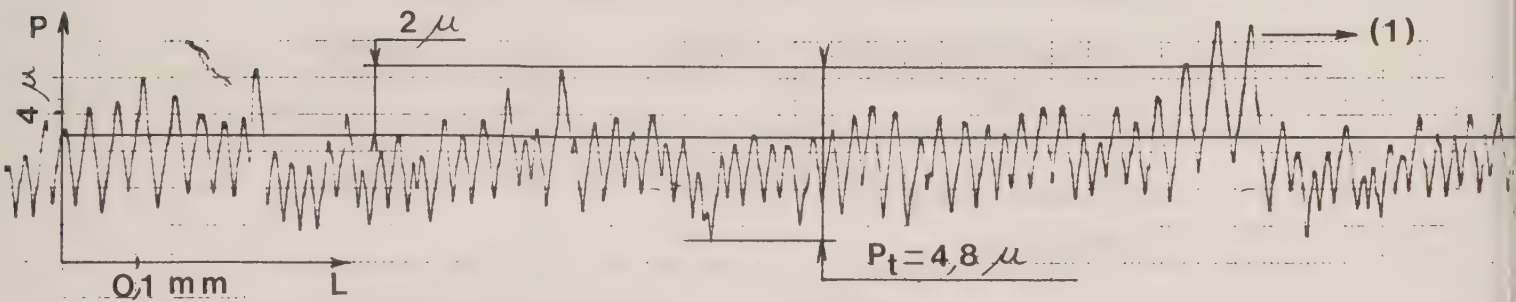


FIGURE 3-1-b : Profil total avant anodisation.

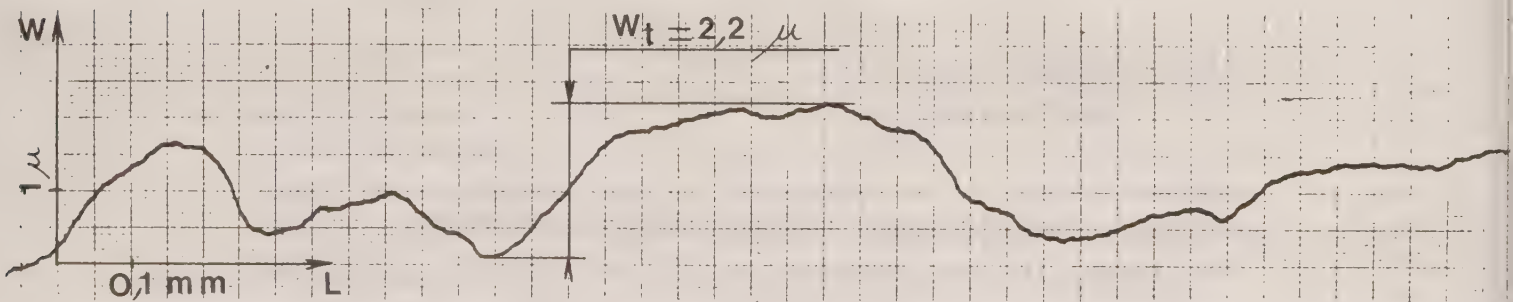


FIGURE 3-1-c : Ondulation après anodisation.

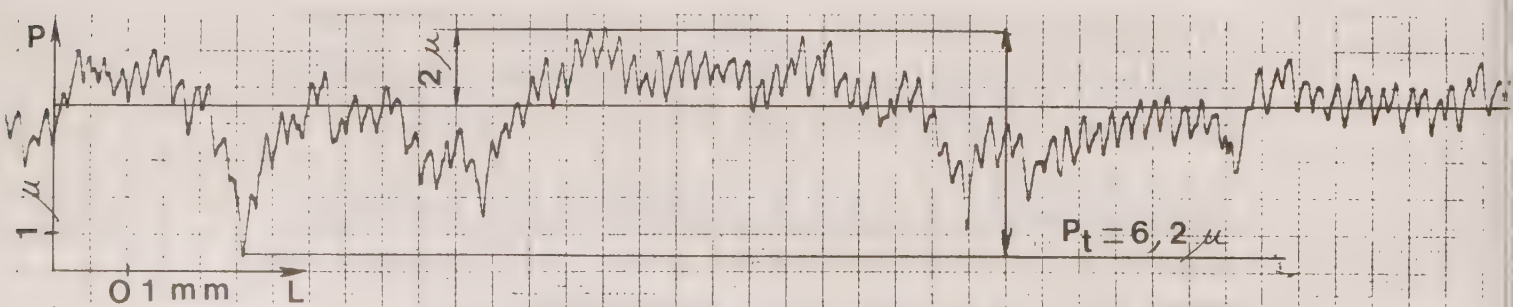


FIGURE 3-1-d : Profil total après anodisation.

(1) accident dont il ne faut pas tenir compte : non répétitif.

est de 1850 N/mm^2 . Les éléments d'addition (nickel, chrome et molybdène) augmentent après traitement, la charge maximale à la rupture ; en outre le chrome et le molybdène favorisent la pénétration de la trempe.

2.3. Section de l'arbre de sortie

La section de l'arbre de sortie est carrée ; cette solution présente de nombreux avantages :

- on peut transmettre des couples importants sous de faibles dimensions
- l'emmanchement à force est simple à réaliser, il limite ainsi les effets du matage
- l'étanchéité des canalisations percées entre l'arbre et la palette mobile est assurée par appui plan.

La contrainte maximale dans un arbre de section carrée est donnée par [C-1]

$$\tau_{\text{maxi}} = 1,35 G \theta a \quad (4)$$

G : module d'élasticité transversal en N/mm^2

a : longueur du demi côté du carré en mm

θ : angle unitaire de torsion en rd

or :

$$C = G \theta I_0 \quad (5)$$

I_0 : moment quadratique de la section carrée : $2,249 a^4$

Cette contrainte maximale doit être inférieure à la résistance au glissement R_g .

Soit :

$$\tau_{\text{maxi}} = 0,6 \frac{C}{a^3} \leq R_{p_g}$$

Or la résistance pratique de l'acier dur est égale à 0,8 fois la résistance pratique à la traction R_{p_t} .

$$\text{De plus } R_{p_t} = \frac{R_r}{s}$$

s : coefficient de sécurité que nous prendrons égal à 5.

Finalement :

$$a^3 \geq \frac{0,6 \times 45 \times 10^3}{296}$$

$$\boxed{a = 4,5 \text{ mm}}$$

Nous prendrons un arbre de sortie de côté 10 mm.

2.4. Déformation de la partie motrice sous l'effet de la pression

Dans ce paragraphe on suppose que la partie motrice est un cylindre de diamètre intérieur D et de longueur L fermé par deux flasques soumis à une pression p de 80 bars. A partir de cette hypothèse très défavorable nous devons calculer l'épaisseur du corps du vérin et vérifier si les déformations des flasques n'entraînent pas des fuites importantes entre chambres.

a) Epaisseur du corps du vérin

La formule de Lamé nous donne l'épaisseur du corps du vérin en fonction de la pression p = 80 bars, du diamètre intérieur D = 46 mm et de la limite élastique du zicral $R_e = 530 \text{ N/mm}^2$:

$$\boxed{e = \frac{D}{2} \sqrt{\frac{R_e + p}{R_e - p}} - 1} \quad (9)$$

On trouve ainsi une valeur minimale de 4 mm ; pour faciliter le montage des tiges filetées et des joints d'étanchéité l'épaisseur du corps a été fixée à 9,25 mm, ce qui correspond à un coefficient de sécurité à l'éclatement de 4,9.

b) Déformation des flasques

On considère figure 3-2, le flasque avant comme une plaque circulaire en appui sur son pourtour, soumise à une charge uniformément répartie $p = 80$ bars.

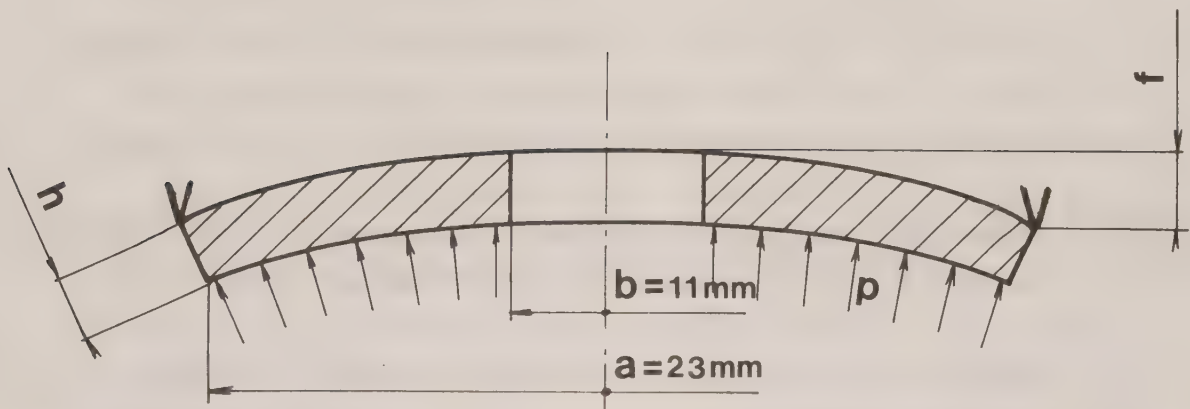


FIGURE 3-2 : Hypothèse sur le solide et les forces

Dans ce cas la contrainte σ_{maxi} et la flèche f_{maxi} sont données par [T-1] :

$$\left[\sigma_{\text{maxi}} = k \frac{p a^2}{h^2} \right. \quad (6) \quad \text{et} \quad \left[f_{\text{maxi}} = k_1 \frac{p a^4}{E h^3} \right. \quad (7)$$

Les coefficients k et k_1 qui dépendent du rapport $\frac{a}{b}$, (dans notre étude égal à 2,1) prennent alors d'après Timoshenko les valeurs suivantes : $k = 1,4$ et $k_1 = 0,67$.

Pour un montage correct de la douille à aiguilles nous avons choisi une épaisseur de flasque $h = 12 \text{ mm}$; dans ce cas on trouve :

$$\boxed{\sigma = 30 \text{ N/mm}^2} \quad \text{et} \quad \boxed{f_{\text{maxi}} = 7 \mu}$$

En réalité la déformation du flasque avant est de $3,2 \mu$. On peut considérer le flasque arrière comme encastré sur son pourtour et chargé uniformément ; dans ce cas le coefficient k_1 de l'équation (7) est alors égal à $0,08$ et la flèche $f = 0,8 \mu$ (négligeable).

2.5. Vérification des éléments de fixation

La liaison des pièces de la partie motrice est assurée par 8 tiges filetées en acier XC 35 de diamètre nominal M5 dont le noyau est soumis à l'effort de serrage F (figure 3-3) de l'écrou et à un effort de traction Q dû aux pressions hydrauliques sur les flasques.

Dans les calculs suivants, on considère une section S en traction égale à huit fois celle d'une tige filetée comprimant un ensemble de pièces A, B et C de module d'élasticité longitudinal E_1 et de section S_1 . On veut vérifier la contrainte maximale des tiges de fixation dont le module de Young est E .

Un serrage de $\frac{a}{b}$ tour de l'écrou provoque sur la vis un effort de traction F ; par réaction les pièces A, B et C subissent un effort de compression de même intensité ; de plus la pression hydraulique exerce sur les flasques un effort Q . Compte tenu des déformations de la vis et des pièces et sachant que les flasques doivent, pour des raisons d'étanchéité, toujours être en contact avec le corps il faut : [G-2]

$$\boxed{F > Q \times \frac{E_1 S_1}{E_1 S_1 + ES}}$$

avec

$$\boxed{Q = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \frac{\alpha}{360} \times p}$$

Dans ces formules nous avons :

E : module de Young des vis = $20 \times 10^4 \text{ N/mm}^2$

E_1 : module de Young des pièces = $75 \times 10^3 \text{ N/mm}^2$

S : section des 8 tiges filetées = 102 mm^2

S_1 : surface comprimée des pièces A - B - C = $1\,605 \text{ mm}^2$

α : course maximale de l'arbre de sortie = 220°

On trouve alors $Q = 6\,300 \text{ N}$ et $F > 5\,400 \text{ N}$

Supposons maintenant par sécurité que $F = 8\,000 \text{ N}$, celle-ci correspond à une rotation de $\frac{a}{b}$ tour de l'écrou donné par :

$$F = \frac{a}{b} \times \text{pas} \times \frac{E S E_1 S_1}{\ell(E S + E_1 S_1)} \quad (8)$$

Une vis M5 a un pas de 0,8 et la longueur de la tige filetée entre deux écrous est de 46 mm, dans ce cas il est nécessaire d'effectuer $1/40^e$ de tour de l'écrou pour obtenir le serrage optimal.

L'effort résultant A qui provoque l'allongement des tiges filetées est défini par :

$$A = F + Q \frac{E S}{E S + E_1 S_1}$$

La contrainte de traction s'écrit alors :

$$\sigma = \frac{A}{S} \times k$$

avec A effort résultant calculé égal à 9000 N et $k = 2,2$ coefficient de concentration de contrainte, d'où $\sigma = 195 \text{ N/mm}^2$, ce qui nous donne pour une résistance à la rupture de 800 N/mm^2 un coefficient de sécurité $s = 4$.

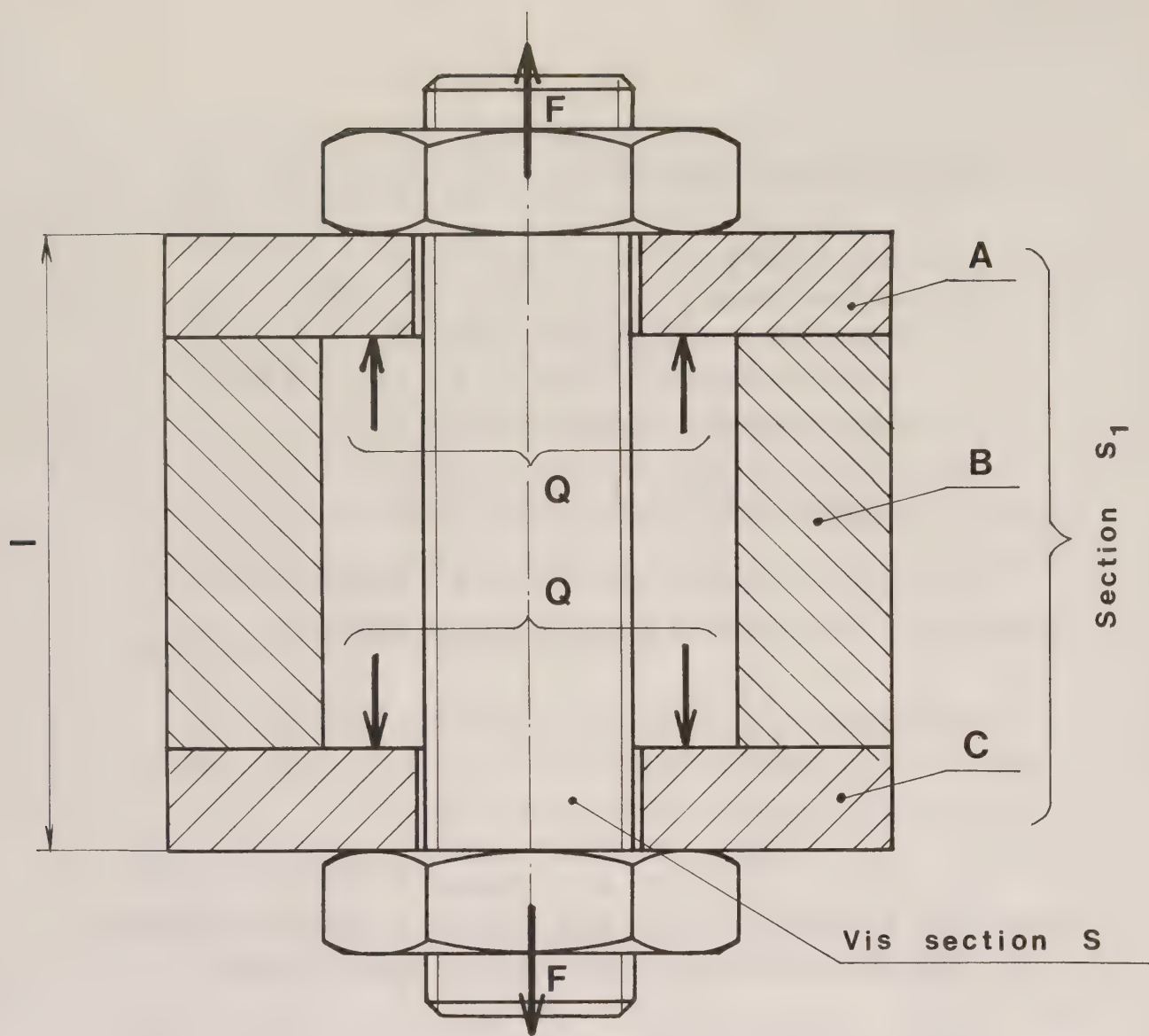


FIGURE 3-3 : Bilan des charges sur les éléments de fixation du moteur.

2.6. Durée de vie des roulements

Les dimensions d'un roulement sont imposées par les conditions de charge, de durée et de sécurité. Dans notre cas, il s'agit de vérifier la durée de vie des roulements à aiguilles montés dans les flasques pour le guidage de l'arbre de sortie et supportant une charge radiale $R = \frac{2 C}{(D-d)}$ de 3 750 N pour un couple $C = 45 \text{ mN}$.

Dans le cas de mouvements oscillants, la vitesse équivalente à prendre en considération pour les calculs est donnée par la relation suivante [I-1]

$$N = N_{osc} \times \frac{110}{90} \text{ soit pour 150 oscillations par minute maximum}$$

$$N = 180 \text{ T/mn.}$$

D'après les documents techniques de INA - Roulements [I-1] la capacité de charge dynamique des roulements à aiguilles jointives NRB 2 x 9,8 est $C_0 = 12\,300 \text{ N}$; ceci nous permet de calculer la durée de vie des roulements par la formule :

$$L_h = \frac{16.666}{N} \left(\frac{C_0}{R} \right)^{\frac{10}{3}} \quad (10)$$

Soit un résultat de 4850 heures, ce qui correspond à 2 années de fonctionnement pour des journées de 8 heures. Les durées d'utilisation des modèles dont le couple de sortie est de 30 mN et 15 mN sont respectivement 19 000 heures et 180 000 heures.

2.7. Contraintes dans la palette mobile

a) Contraintes de flexion

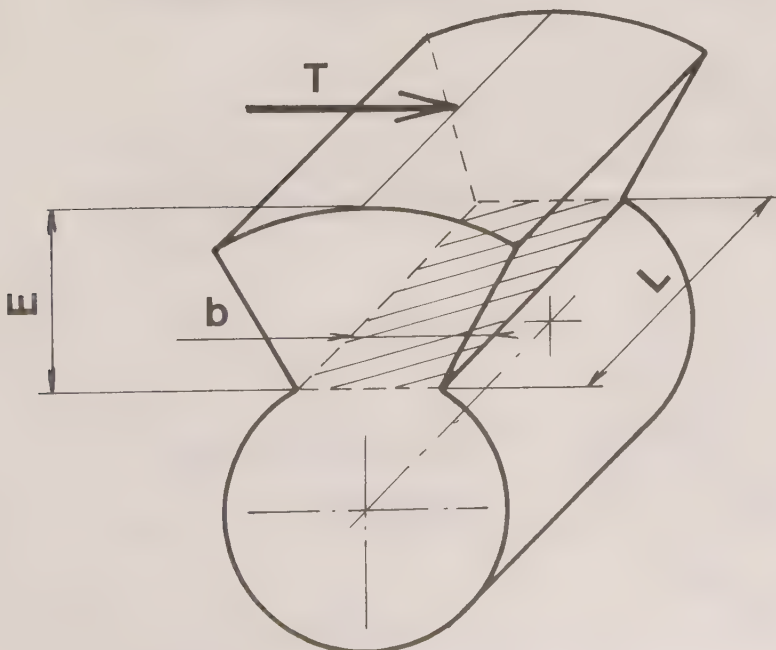


FIGURE 3-4 : Sollicitation de flexion.

On suppose que la palette se comporte comme une poutre encastrée et soumise à son extrémité à un effort T . La section hachurée est donc soumise à une contrainte de flexion et de cisaillement :

$$T = \frac{2C}{D} = 1\,960 \text{ N}$$

La contrainte de flexion s'écrit :

$$\sigma_f = \frac{Mf}{\frac{I\alpha}{v}}$$

$$\text{avec } Mf = T \times E = 1960 \times 13 = 25,5 \times 10^3 \text{ mm N}$$

$$\frac{I\alpha}{v} = \frac{Lb^2}{6} = \frac{27,5 \times 12^2}{6} = 660 \text{ mm}^3$$

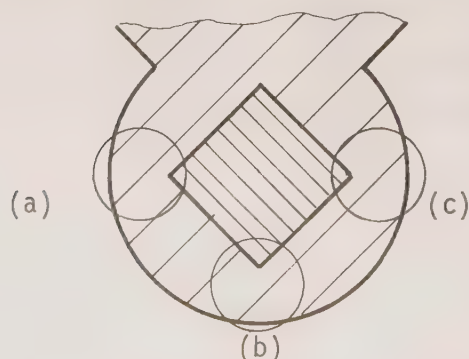
$$\text{on trouve } \sigma_f = 38,6 \text{ N/mm}^2$$

=====

La contrainte de cisaillement $\sigma_c = 6 \text{ N/mm}^2$ est négligeable.

b) Contrainte dans le moyeu

On peut vérifier la contrainte maximale de fatigue dans la palette au niveau des angles du carré (figure 3-5) par photo-élasticimétrie.



a - b et c
lieux de contrainte
maximale.

FIGURE 3-5 : Contrainte dans les angles

Nous nous proposons de réaliser ultérieurement ces expériences afin de connaître le lieu des concentrations de contraintes ; pourtant seules les études sur prototype doivent permettre de déterminer les zones de fragilité du moteur (essais d'endurance).

3 - ANALYSE FONCTIONNELLE

3.1. Introduction

Un montage sans reprise ni retouche de l'ensemble du servomoteur est lié au respect des jeux repérés de 1 à 9 sur la figure 3-6. Ceux-ci doivent être les plus grands possible pour permettre de réaliser les pièces à moindre coût mais ils doivent en outre être compatibles avec un bon fonctionnement du moteur hydraulique (limitation des fuites par exemple). L'ensemble des calculs relatifs aux 9 conditions fonctionnelles sont présentés en Annexe 1.

3.2. Exemple de calcul

D'après la condition 3, jeu entre la palette mobile et le flasque on peut tracer la chaîne de cotes (figure 3-7) et on écrit la relation suivante entre intervalles de tolérance :

$$IT\ 3 = IT\ D\ 31 + IT\ B\ 31$$

Sachant que l'on choisit la condition 3 telle que $0,005 < 3 < 0,015$, l'intervalle de tolérance $IT\ 3 = 0,01\ mm$. Si on répartit également cette valeur sur les cotes B et D on trouve :

$$B\ 31 = 27,5 \begin{matrix} +0,005 \\ +0 \end{matrix} \text{ (moteur de 45 mN)}$$

$$\text{Alors : } 3\ \text{Maxi} = B\ 31\ \text{maxi} - D\ 31\ \text{mini}$$

$$\text{Soit : } 0,015 = 27,505 - D\ 31\ \text{mini}$$

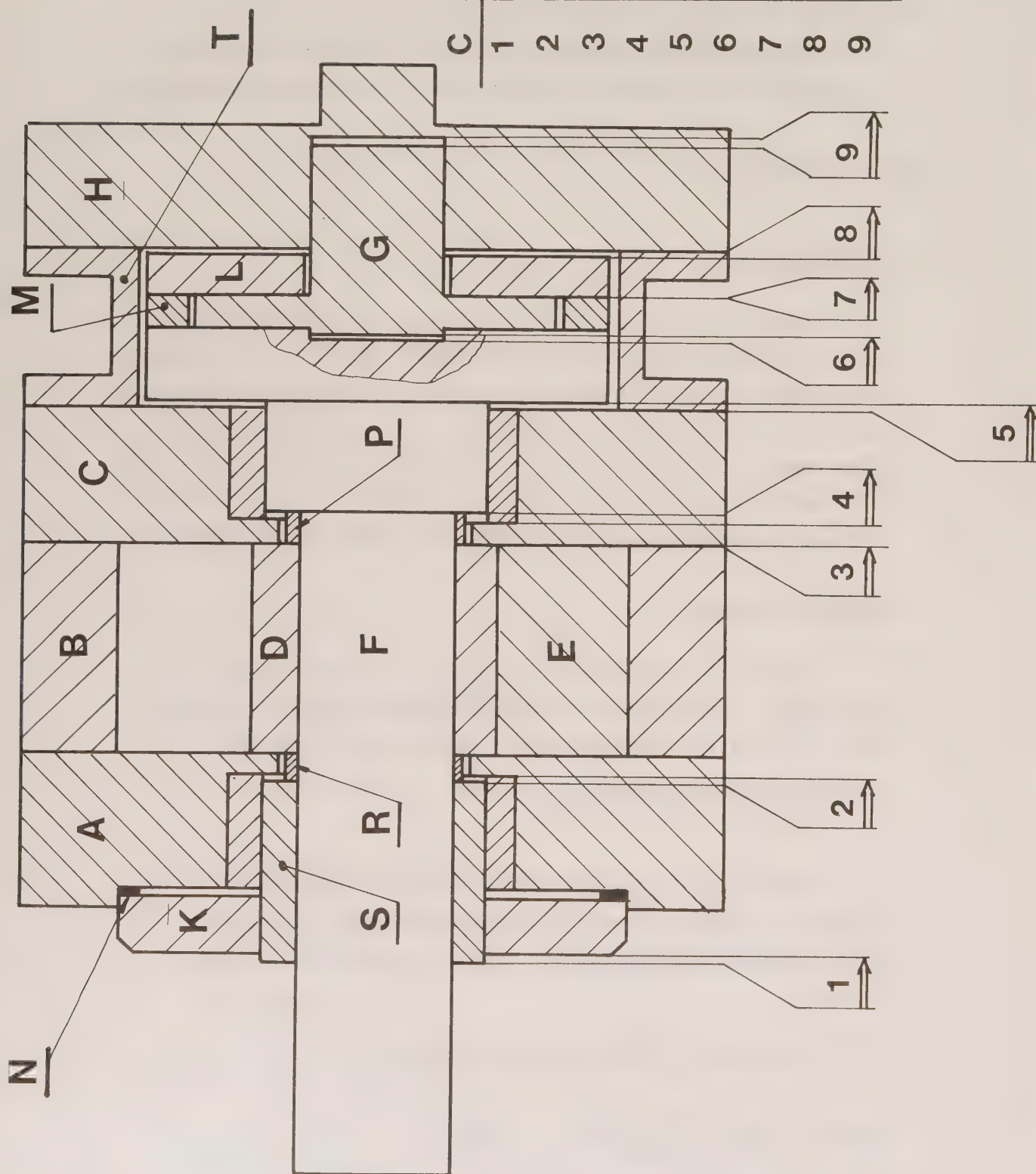


FIGURE 3-6 : Analyse des conditions fonctionnelles.

Finalement $D_{31} = 27,5 \begin{matrix} -0,005 \\ -0,01 \end{matrix}$

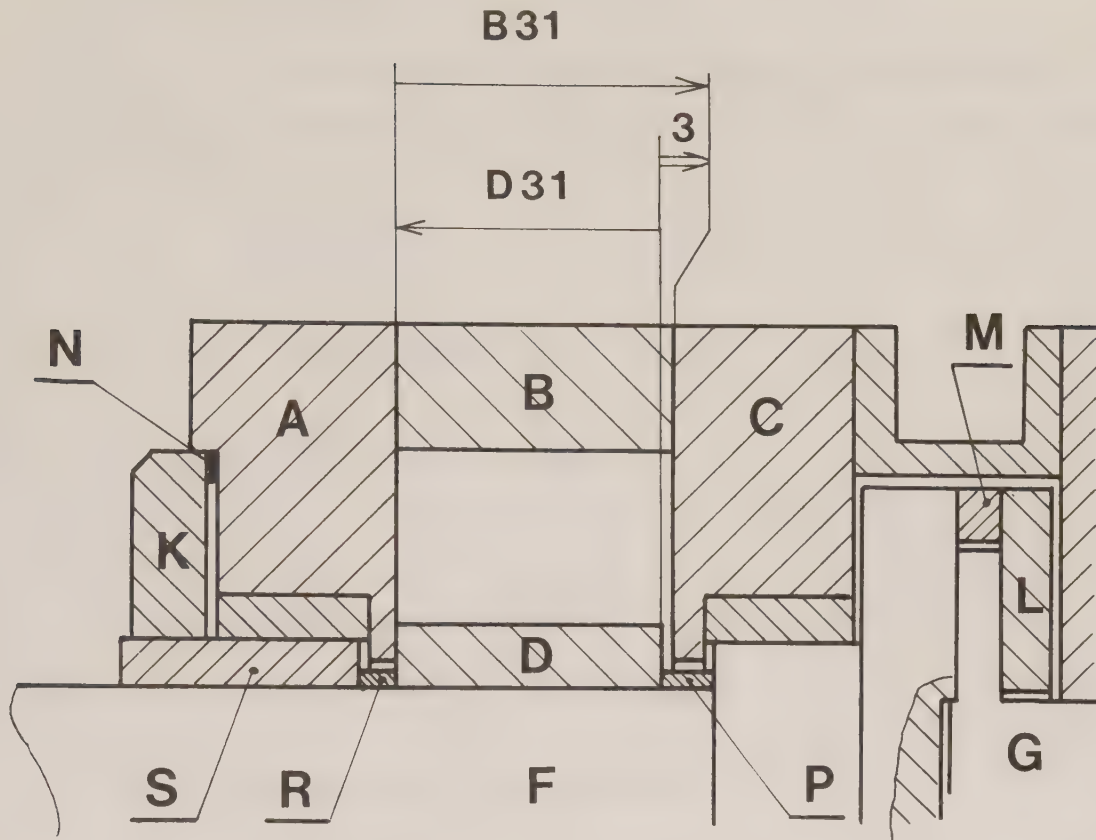


FIGURE 3-7 : Chaîne relative à la condition 3

3.3. Conclusion de l'étude

On peut récapituler l'ensemble des calculs de l'annexe 1 sur la figure 3-8. On constate que les longueurs des pièces principales ont un intervalle de tolérance voisin de 0,1 mm. Seules les conditions fonctionnelles relatives aux pièces devant assurer une étanchéité sont relativement faibles et impliquent une réalisation délicate. Cette réalisation est d'autant plus difficile qu'il est nécessaire d'affecter ces cotes principales d'une tolérance de forme (parallélisme) qui doit être inférieure à celle de l'intervalle calculé.

4 - INFLUENCE DES JEUX SUR LES FUITES

Les calculs qui suivent sont réalisés en fonction d'une utilisation de l'appareil avec une huile Schell Telus T 37 à une température de 40°C.

Les caractéristiques principales de cette huile sont :

- masse volumique : $\rho = 872 \text{ kg/m}^3$

- viscosité cinématique :

$$\text{à } 40^\circ\text{C} = \nu = 37 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}.$$

- viscosité dynamique :

$$\mu = 0,03 \text{ Pl}$$

4.1. Débit de fuite du joint tournant

On considère l'axe du distributeur de diamètre E tournant dans le bloc de distribution avec un jeu fonctionnel J (figure 3-9).

Si les pièces sont parfaitement concentriques on a :

$$Q_{j_1} = \frac{\pi}{96 \mu} \times \frac{E J^3}{F} \Delta P \quad (11)$$

Pour une excentration ϵ la formule (11) devient :

$$Q = \frac{\pi}{96 \mu} \frac{E J^3}{F} \left(1 + \frac{3}{2} \frac{\epsilon^2}{(J/2)^2} \right) \Delta P \quad (12)$$

Dans le cas le plus défavorable d'excentration, c'est-à-dire lorsque $\epsilon = J/2$, le débit passe à :

$$Q_{j_2} = 2,5 Q_{j_1}$$

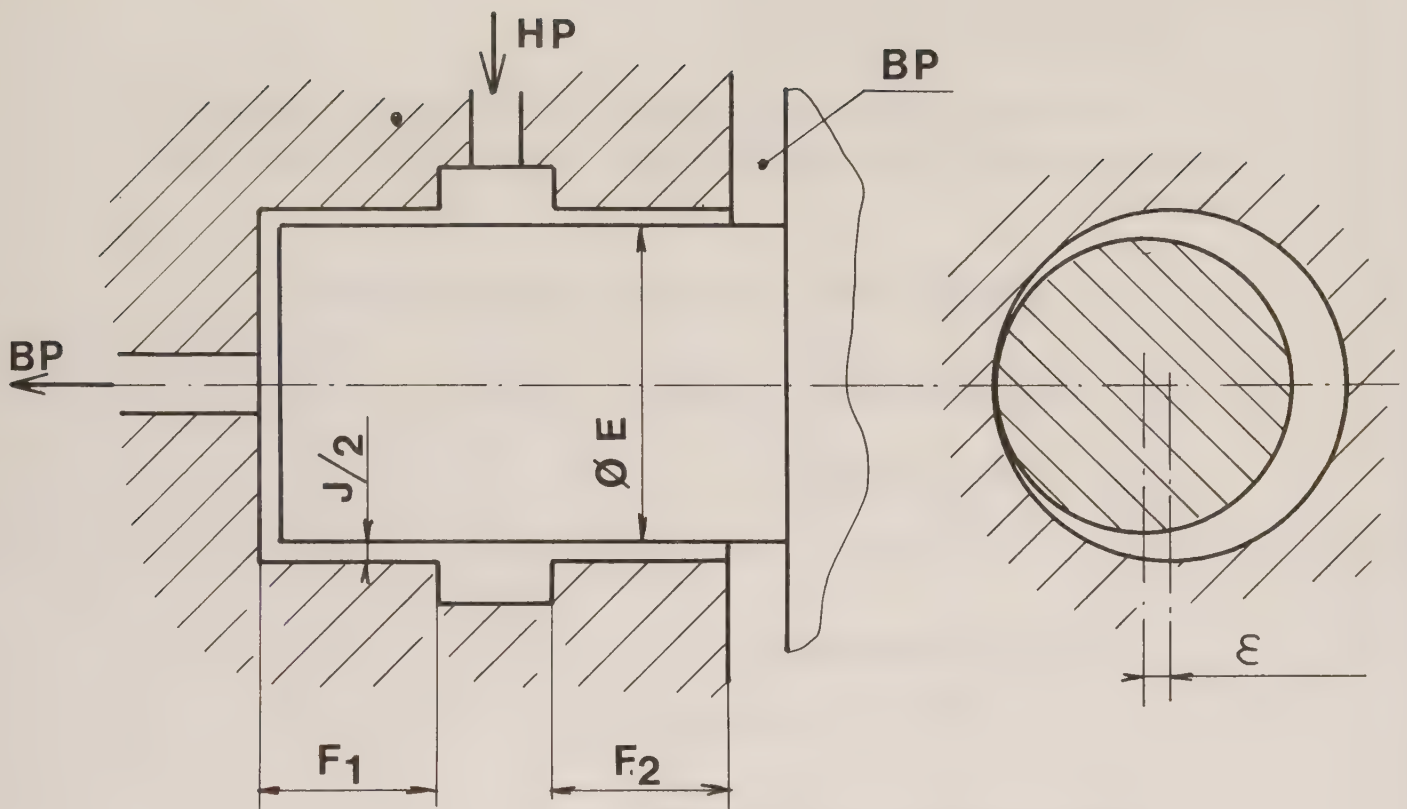


FIGURE 3-9 : Débit de fuite dans le joint tournant

Pour les valeurs $E = 12 \text{ mm}$, $F_1 = 3 \text{ mm}$, $F_2 = 4,5 \text{ mm}$, $\Delta P = 80 \text{ bars}$ et un jeu maximal de 16 microns, on trouve :

$$Q_{j_2} = 0,035 \text{ l/mn.}$$

Le choix de l'ajustement H5 h5 ou H4 g4 est justifié lorsqu'on examine la figure 3-10 où nous avons représenté l'évolution des débits de fuite Q_{j_1} et Q_{j_2} en fonction des ajustements normalisés.

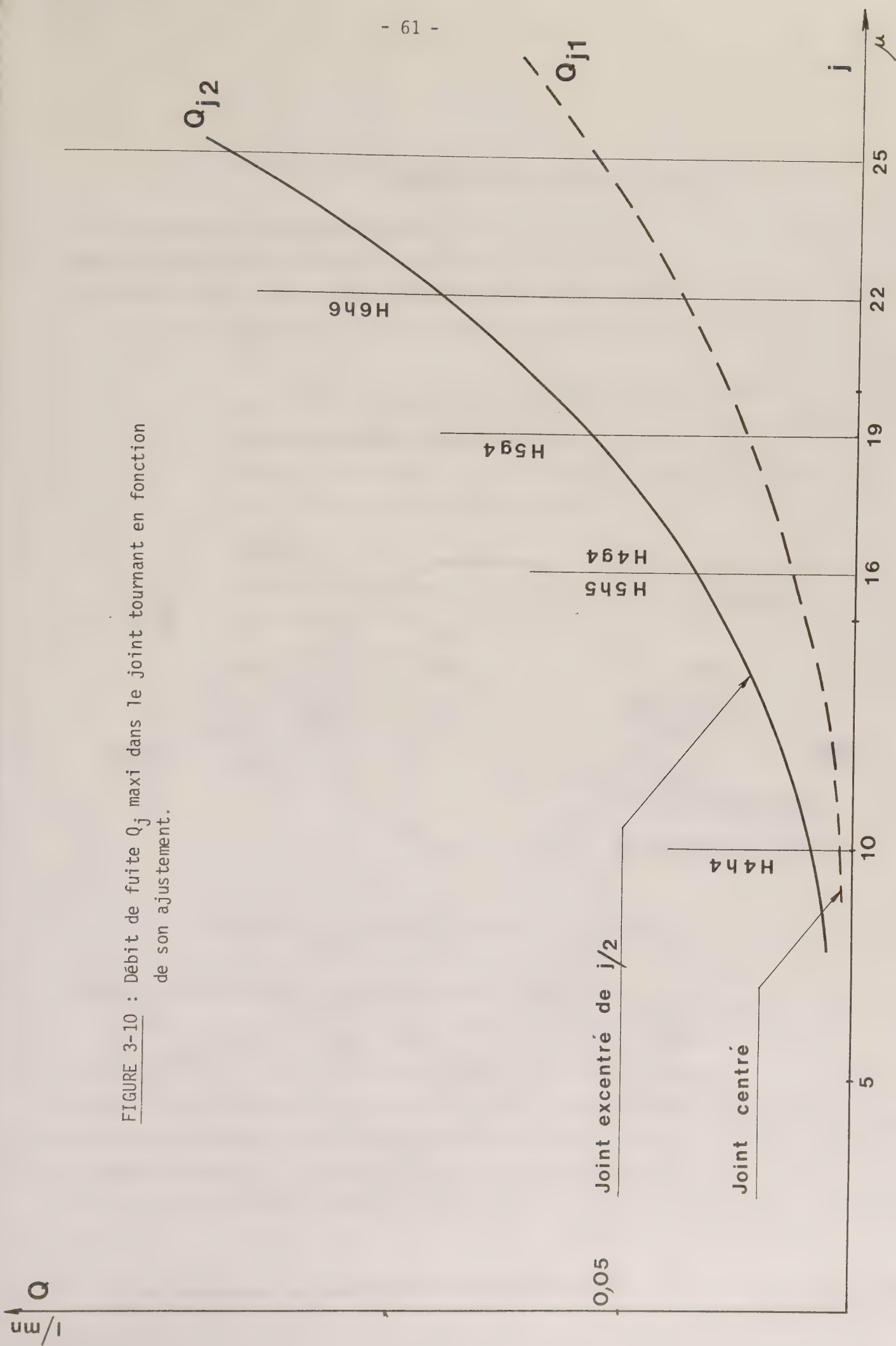


FIGURE 3-10 : Débit de fuite Q_j maxi dans le joint tournant en fonction de son ajustement.

4.2. Débit de fuite du distributeur

La forme des orifices du distributeur représentés sur la figure 3-11 a été choisie pour satisfaire aux exigences d'amortissement et de rapidité des mouvements de l'arbre de sortie, et se compose de :

- une fente
- une ouverture circulaire
- un recouvrement de 5/100 environ

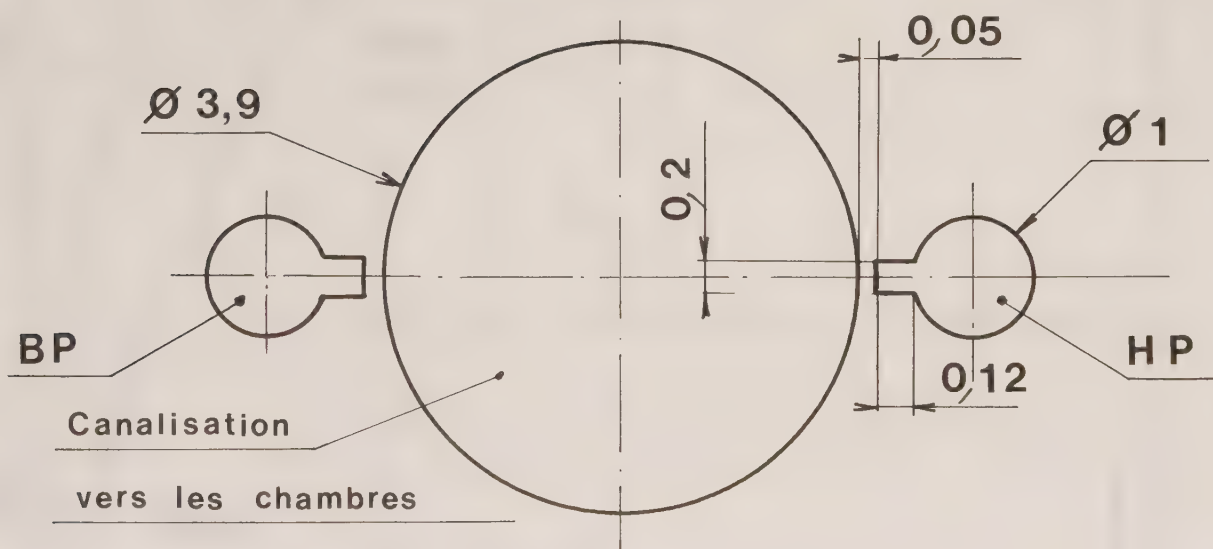


FIGURE 3-11 : Forme des orifices de distribution

A partir de cette configuration (qui sera ultérieurement justifiée) il est très difficile d'obtenir par le calcul un résultat très précis du débit de fuite, c'est pourquoi nous avons obtenu expérimentalement la valeur de celui-ci par analogie électrique. Sur papier conducteur on représente à l'échelle la forme des orifices ; on porte la canalisation haute pression à un potentiel, et la canalisation basse pression à la masse ; le courant i qui traverse le papier conducteur est proportionnel au débit.

Après étalonnage on trouve pour un jeu maximal de 10

microns un débit de fuite

$$Q_d = 0,124 \text{ l/mn}$$

4.3. Débit de fuite de la partie motrice

Le débit de fuite du vérin à palette est la somme du débit de fuite Q_{m1} entre la palette mobile et le corps sur un diamètre de 46 mm, du débit de fuite Q_{m2} entre la palette mobile et la palette fixe sur un diamètre de 22 mm et du débit Q_{m3} sur les faces de la palette mobile.

Afin de limiter au maximum ces derniers sans compromettre le coût de réalisation nous avons choisi les ajustements normalisés définis sur la figure 3-12.

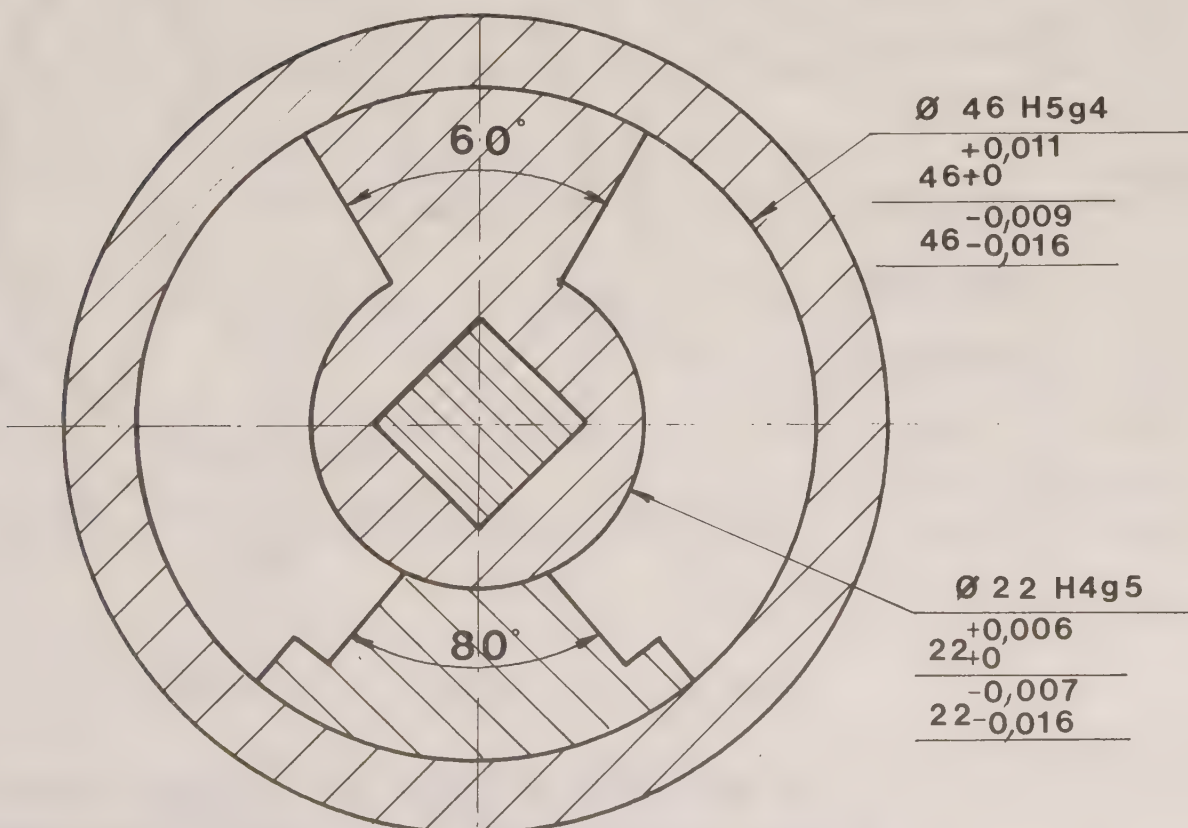


FIGURE 3-12 : Ajustements utilisés pour le moteur

Le calcul doit s'effectuer dans le cas le plus défavorable c'est-à-dire pièces excentrées et réalisées aux cotes maximales et minimales. Ceux-ci sont représentés sur la figure 3-13.

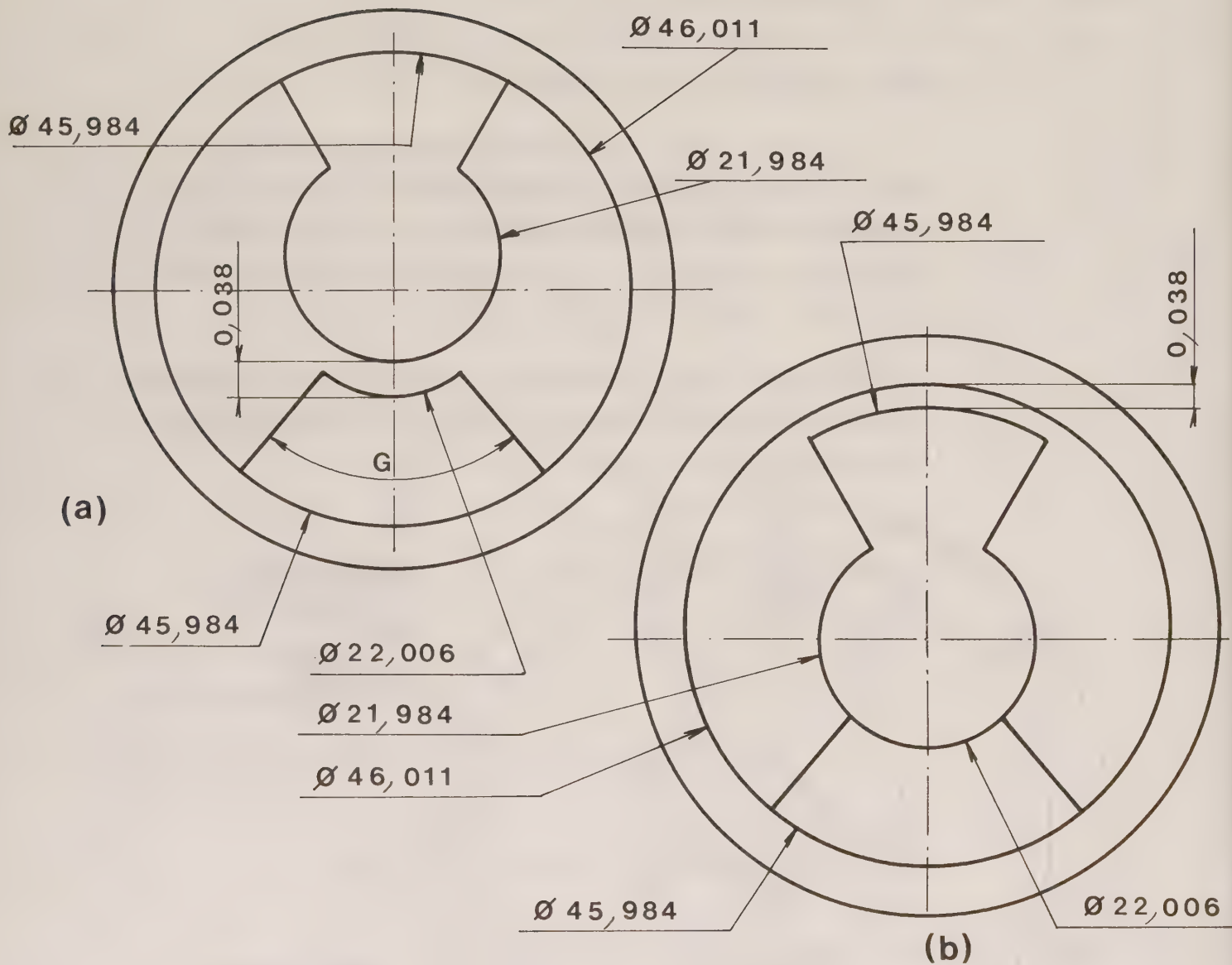


FIGURE 3-13 : Cas extrêmes

Le débit maximal est obtenu pour la longueur minimale de fuite, c'est-à-dire dans le cas (a) de la figure précédente où $G = 15,4$ mm, et en considérant qu'il s'agit d'une fuite entre parois parallèles dont la valeur est donnée par :

$$Q = \frac{1}{12} \times \frac{1}{\mu} \times \frac{Lj^3}{G} \Delta P$$

(13)

Pour un vérin de 45 mN on trouve :

$$Q = 0,130 \text{ l/mn}$$

Etant donnée la complexité de la forme de la palette mobile nous avons déterminé le débit de fuite Q_{m3} par analogie électrique :

$$Q_{m3} = 0,09 \text{ l/mn}$$

4.4. Débit de fuite total

On résume les résultats précédents comme suit :

- débit du joint tournant : 0,035 l/mn
- débit du distributeur : 0,124 l/mn

	15 mN	30 mN	45 mN
Débit de fuite du vérin	0,132	0,179	0,22
Débit de fuite total Q_f en l/mn	0,291	0,338	0,379

Remarque :

Nous n'avons pas tenu compte dans les calculs des fuites de la déformation des flasques sous l'effet de la pression. Cette dernière est limitée par la présence de vis M4 fixant les flasques sur la palette fixe et dont nous avons négligé l'existence dans nos calculs.

5 - CYLINDREE ET RENDEMENT VOLUMETRIQUE

La cylindrée par radian du vérin et son rendement volumétrique sont donnés par les équations (14) et (15) :

$$V = \frac{1}{8} (D^2 - d^2) L \quad (14)$$

$$\eta = 1 - \frac{Q_f}{Q} \quad (15)$$

Les résultats sont résumés dans le tableau suivant :

C de sortie	15 mN	30 mN	45 mN
V cm ³ /rd	1,94	3,87	5,61
Q en l/mn pour $\omega = 20$ rd/s	2,32	4,66	6,75
η	0,87	0,92	0,94

6 - CONCLUSION

Les résultats des calculs de résistance des matériaux apparaissent affectés d'un coefficient de sécurité de 4 ou 5, garantissant ainsi les pièces les plus chargées d'un effort perturbateur accidentel.

De l'étude fonctionnelle on remarque que la plupart des pièces sont réalisées avec un intervalle de tolérance compris entre 0,1 et 0,2 mm facilitant la fabrication du produit.

Le faible débit de fuite (0,379 l/mn maximum) du servomoteur développant un couple de 45 mN s'explique par le choix des ajustements diamétraux en qualité 4 et 5 réalisables sous certaines conditions en micromécanique. Ce faible débit se justifie en robotique médicale car il est nécessaire d'économiser l'énergie hydraulique transportée par le patient.

Par contre en robotique industrielle on peut tolérer que les fuites internes soient plus importantes ; les qualités d'ajustement seront dans ce cas de 7 ou 8 permettant ainsi pour l'industrialisation future un coût moins élevé.

Connaissant les dimensions des pièces qui constituent le servomoteur, nous devons maintenant étudier le comportement de l'asservissement hydraulique.

C H A P I T R E I V

ETUDE DE L'ASSERVISSEMENT HYDRO-

MECANIQUE

1 - INTRODUCTION

2 - PRESENTATION DU DISTRIBUTEUR

3 - MISE EN EQUATIONS

3.1. Equations des débits

3.2. Equation des couples

3.3. Calcul des frottements visqueux

4 - ETUDE STATIQUE DE L'ASSERVISSEMENT HYDROMECHANIQUE

5 - ETUDE DYNAMIQUE

5.1. Hypothèses de linéarisation

5.2. Transmittance en boucle ouverte

5.3. Lieux des transferts

6 - STABILISATION PAR FUITE

6.1. Stabilisation par fuite laminaire

6.2. Stabilisation par fuite turbulente

7 - CONCLUSION

1 - INTRODUCTION

Nous avons défini dans le chapitre précédent les caractéristiques dimensionnelles de l'amplificateur hydraulique de couple. Nous devons maintenant écrire les équations hydrauliques relatives à la stabilité de l'asservissement hydromécanique et d'étudier sa précision.

2 - PRESENTATION DU DISTRIBUTEUR

Au voisinage de l'origine on désire que la section de passage de l'huile soit proportionnelle à l'erreur angulaire $(\theta - \theta_s)$ et que le gain en vitesse K soit assez faible pour assurer la stabilité et un bon amortissement de l'asservissement. Pour ces raisons nous proposons l'étude d'un distributeur dont la forme des orifices est donnée sur la figure 3-11. Dans son mémoire, D. Simon nous présente deux méthodes d'étude non linéaire de la stabilité de l'asservissement hydromécanique (premier harmonique et énergie) ainsi qu'une simulation sur ordinateur. Compte tenu des dimensions du distributeur rayon de giration des restrictions $R = 13 \text{ mm}$, seuil de $0,05 \text{ mm}$) si nous appliquons les résultats de cette étude à notre servomoteur, nous pouvons retenir les caractéristiques suivantes :

- a) Pour une inertie maximale à entraîner de $1,2 \text{ m}^2 \text{ kg}$ la pulsation naturelle ω_n du système est égale à 66 rd/s et la largeur des fentes $a < 0,15 \text{ mm}$.
- b) Pour une inertie très faible de $10^{-4} \text{ m}^2 \text{ kg}$ $\omega_n = 5 \times 10^3 \text{ rd/s}$ et $a < 0,4 \text{ mm}$.

Techniquement nous pourrions réaliser des fentes dont la largeur a sera égale à $0,2 \text{ mm}$.

La vitesse maximale de 20 rd/s sera atteinte pour une section de passage offerte à l'huile de $5,2 \text{ mm}^2$ provoquant ainsi une erreur de traînage de $0,37 \text{ rd}$ (20°).

Dans ces conditions il est indispensable de prévoir un orifice (perçage) de façon à augmenter le gain en vitesse du distributeur au-delà d'une certaine ouverture pour diminuer l'erreur de traînage aux grandes vitesses.

La longueur de la fente (gain en vitesse constant assurant la stabilité) doit couvrir un angle θ_1 supérieur à l'angle critique $\left[\frac{G-1}{G} \right] \theta_R = 0,5^\circ$ (moteur de 45 mN) ce qui correspond dans notre cas à une longueur de 0,12 mm.

Compte tenu de ces différentes remarques et des conditions de réalisation, nous considérerons dans la suite de ce chapitre le distributeur dont les dimensions et les formes sont données sur la figure 4-1. La caractéristique correspondante est donnée à la figure 4-2, où l'on a tracé la section de passage en fonction de l'angle d'ouverture $\Delta\theta = \theta - \theta_s$, on aura à perte de charge donnée, une caractéristique de même forme reliant le débit à $\Delta\theta$.

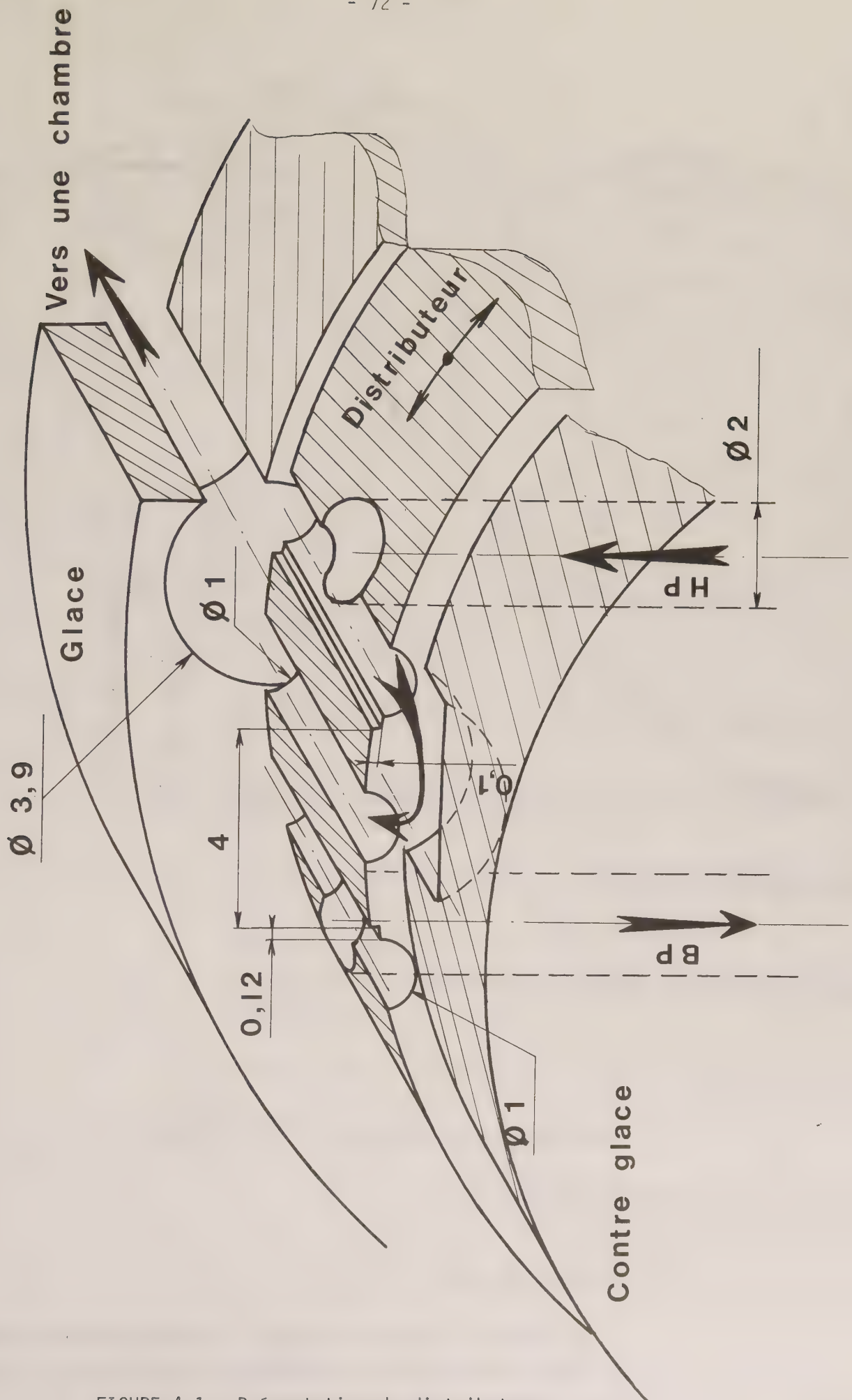


FIGURE 4-1 : Présentation du distributeur

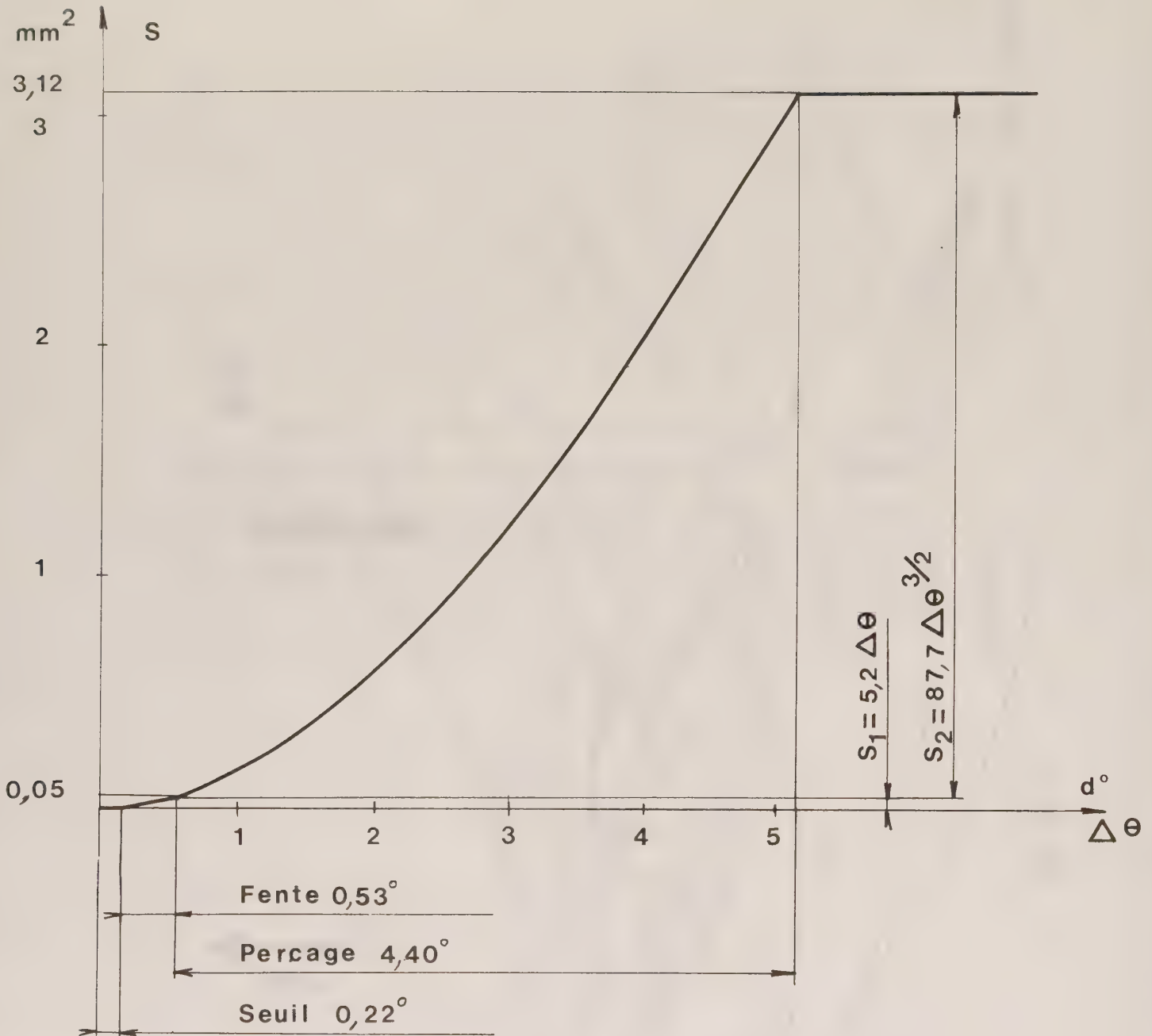


FIGURE 4-2 : Caractéristique du distributeur

3 - MISE EN EQUATIONS

3.1. Equations des débits

Les équations sont écrites pour un servomoteur développant un couple de 45 mN dont les dimensions (jeux) sont conformes aux indications de la figure 3-12.

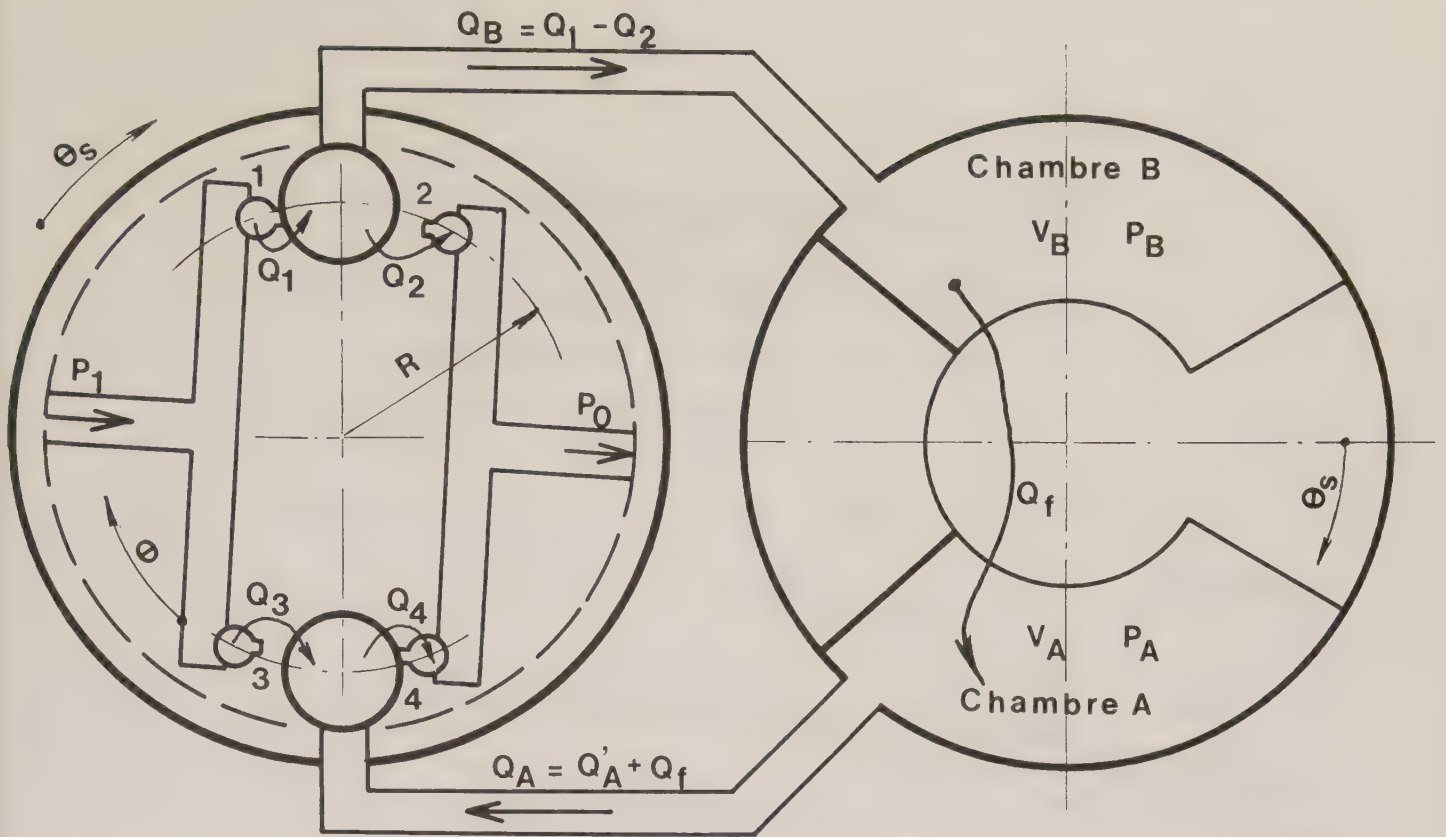


FIGURE 4-3 : Principe de l'asservissement hydromécanique

Le débit de fuite $Q_2 = Q_3$ en position ouverte est faible devant le débit de fuite Q_f du vérin ; dans ce cas :

- Q_B est le débit entrant dans la chambre B en passant dans la restriction 1
- Q_A est le débit sortant de la chambre A en passant dans la restriction 4.

D'après E. Merrit le débit dans une restriction (figure 4-4) s'écrit :

$$Q = C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)} \quad (16)$$

avec :

$C_d = 0,6$ coefficient de débit [M-3]

A = section de passage offerte à l'huile

P_1 = pression à l'entrée de la restriction

P_2 = pression à la sortie de la restriction

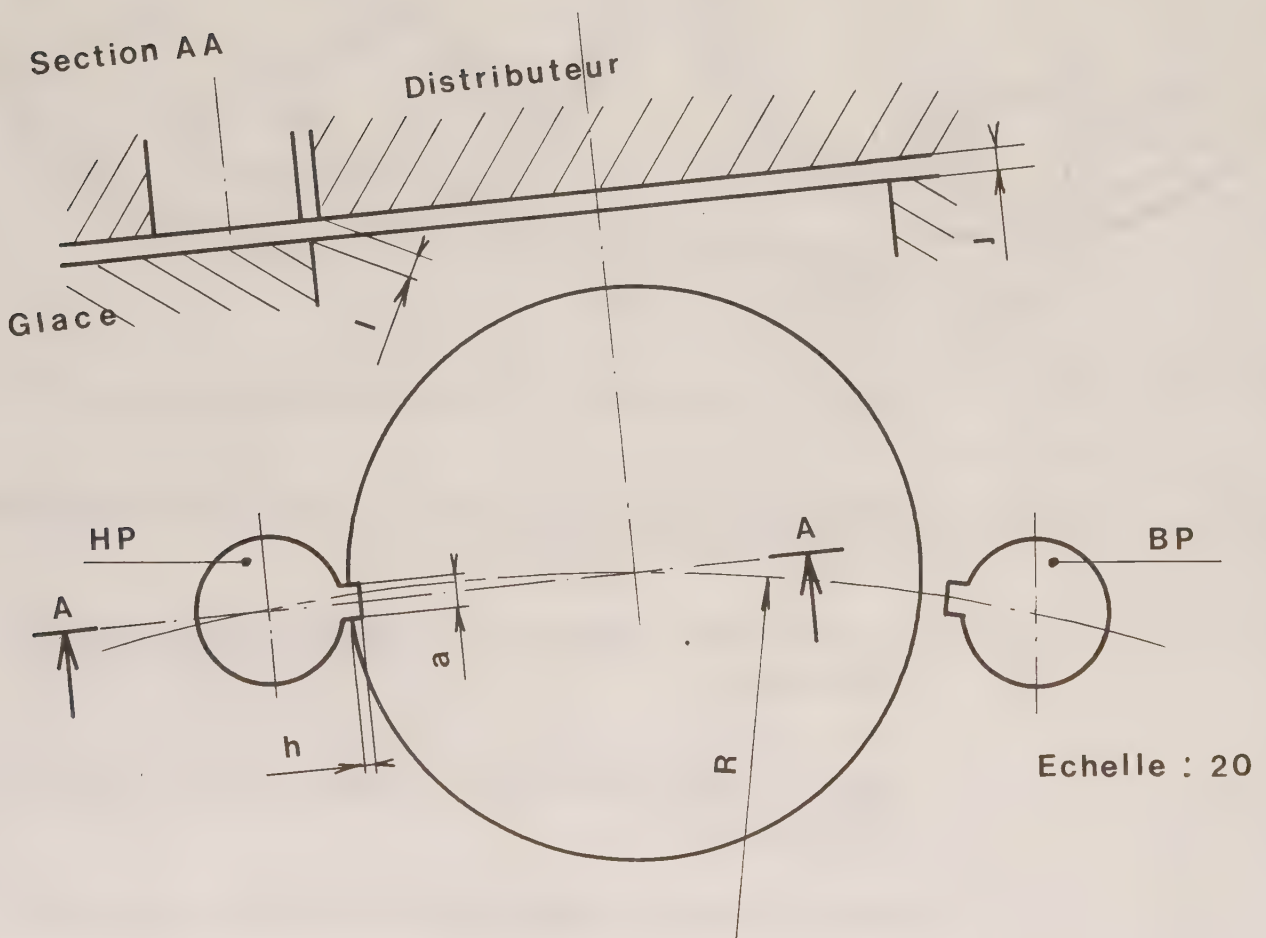


FIGURE 4-4 : Section d'écoulement dans les restrictions

Soit :

V = cylindrée du vérin (m^3/rd)

β = coefficient de fuite ($m^3/s/Pa$)

V_t = volume d'huile entre le distributeur et la palette (m^3)

B = module de compressibilité du fluide (Pa)

Alors :

$\dot{V}_S$ représente le débit dû au déplacement de la palette

$\beta(P_B - P_A)$ est le débit de fuite entre les chambres A et B

$\frac{V_t}{B} \left(\frac{dP}{dt} \right)$ est le débit de compressibilité

Dans ces conditions les équations de débit s'écrivent

$$Q_B = C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_B)} = \dot{V}_S + \beta(P_B - P_A) + \frac{V_t}{B} \dot{P}_B \quad (I)$$

$$Q_A = C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_A - P_0)} = \dot{V}_S + \beta(P_B - P_A) - \frac{V_t}{B} \dot{P}_A \quad (II)$$

Dans ces équations A est la section de passage offerte à l'huile dans le distributeur, pour une différence entre la consigne d'entrée θ et la valeur de la sortie θ_S . On calcule A en fonction des données de la figure 4-4.

$A = \ell \times a$ et $\ell = \sqrt{j^2 + h^2}$ avec $h = R(\theta - \theta_S)$; or le jeu j du distributeur est petit devant le rayon de giration des ouverture R, la section de passage s'écrit donc :

$$A = aR(\theta - \theta_S).$$

Cette valeur est la même sur la contre glace que sur la glace il nous faut donc multiplier cette valeur par 2 dans les équations de débit.

3.2. Equation des couples

Si J est l'inertie totale de la charge et du vérin, on écrit :

$$J\ddot{\theta}_S = V(P_B - P_A) - f_v \dot{\theta}_S - C \quad (III)$$

où $V(P_B - P_A)$ représente le couple moteur théorique,

$f_v \dot{\theta}_S$ le couple de pertes par frottements visqueux,

C le couple résistant extérieur.

3.3. Calcul du frottement visqueux : f_v

La contrainte de frottement visqueux s'écrit :

$$\tau = \mu \frac{U}{j} \quad (17)$$

avec U : vitesse relative de deux surfaces
 j : jeu entre les surfaces

Dans ces conditions le coefficient de frottement visqueux prend la valeur suivante :

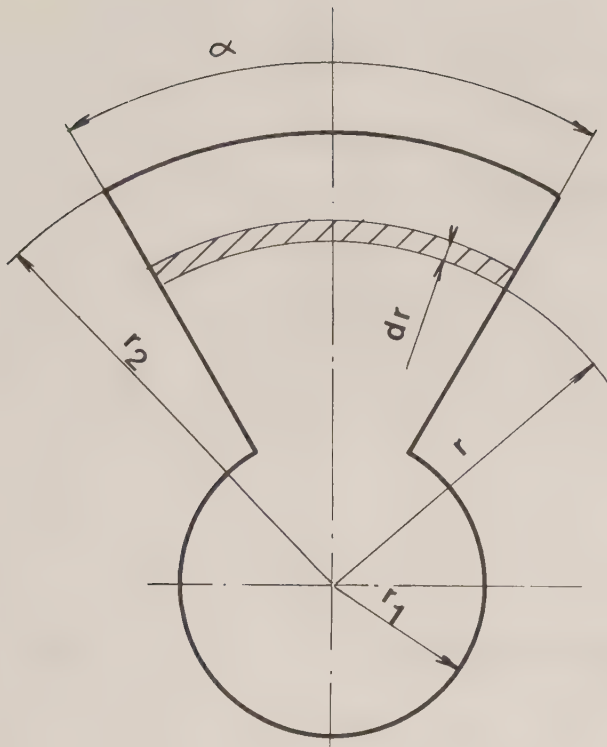
$$f_v = \frac{\tau \times S \times R}{\omega} \quad (\text{mN/rd/s}) .$$

avec S : surface de frottement
 R : rayon moyen de frottement
 ω : vitesse angulaire relative entre les deux surfaces

Calculons par exemple le frottement visqueux sur une face de la palette mobile dont le jeu j minimal avec le flasque est de 3μ .

On considère (figure 4-5) un élément de surface $dS = \alpha r dr$, le frottement visqueux est alors égal à :

$$f_{v1} = \mu \frac{\alpha}{j} \int_{r_1}^{r_2} r^3 dr$$



Si :

$$\mu = 0,03 \text{ Pl}$$

$$\alpha = \frac{\pi}{3} \text{ rd}$$

$$j = 3 \times 10^{-6} \text{ m}$$

$$r_1 = 11 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$r_2 = 23 \times 10^{-3} \text{ m}$$

FIGURE 4-5

On trouve $f_{v1} = 7 \times 10^{-4} \text{ mN/rd/s.}$

Pour l'ensemble du vérin et du distributeur on trouve finalement :

$$f_v = 0,014 \text{ mN/rd/s}$$

4 - ETUDE STATIQUE DE L'ASSERVISSEMENT HYDROMECANIQUE

A vide (couple C nul) l'erreur par rapport à la consigne sera inférieure ou égale au seuil du distributeur ($\pm 0,2^\circ$) en raison de la présence d'une intégration dans la boucle d'asservissement.

Le distributeur étant bloqué (consigne nulle) étudions maintenant en fonction du couple extérieur C appliqué, l'erreur de position $\Delta\theta$ entre l'arbre de sortie et l'arbre d'entrée en régime permanent.

Les équations deviennent :

$$2 C_d aR \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_B)} \Delta\theta = \beta (P_B - P_A)$$

$$2 C_d aR \sqrt{\frac{2}{\rho} P_A} \Delta\theta = \beta (P_B - P_A)$$

$$V(P_B - P_A) = C$$

d'où :

$$P_A = \frac{1}{2} (P_1 - \frac{C}{V})$$

$$P_B = \frac{1}{2} (P_1 + \frac{C}{V})$$

En posant : $C_M = VP_1$ (couple maximal théorique)

on trouve :

$$\Delta\theta = \frac{\beta \sqrt{\rho}}{2VC_d aR \sqrt{P_1}} \times \frac{C}{\sqrt{1 - \frac{C}{C_M}}}$$

On constate que l'erreur est proportionnelle au coefficient de fuite β , $\Delta\theta$ représente l'ouverture du distributeur nécessaire pour que circule le débit de fuite résultant de la différence de pression entre chambres correspondant elle-même à l'application du couple C .

On constate que la raideur k n'est pas constante :

$$k = \frac{2V C_d aR}{\beta} \sqrt{\frac{P_1 - C/V}{\rho}}$$

La raideur est maximale au voisinage de $C = 0$ mais elle diminue et tend vers 0 lorsque C tend vers sa valeur théorique maximale C_M .

La figure 4-6 représente $\Delta\theta$ en fonction de C pour la valeur de $\beta = 6 \times 10^{-13} \text{ m}^3/\text{s}/\text{Pa}$ déduite des considérations de stabilité du para-
graphe suivant.

On notera cependant le caractère théorique de ce graphique :

. Compte-tenu du recouvrement du distributeur on ne peut espérer obtenir, même en faible charge, une erreur inférieure au seuil soit $0,2^\circ$

. Au-delà d'une erreur de $0,75^\circ$ correspondant à la partie linéaire de la caractéristique du distributeur (figure 4-2), les équations précédentes ne sont plus valables et l'erreur croît beaucoup moins rapidement que nous ne l'avons représentée.

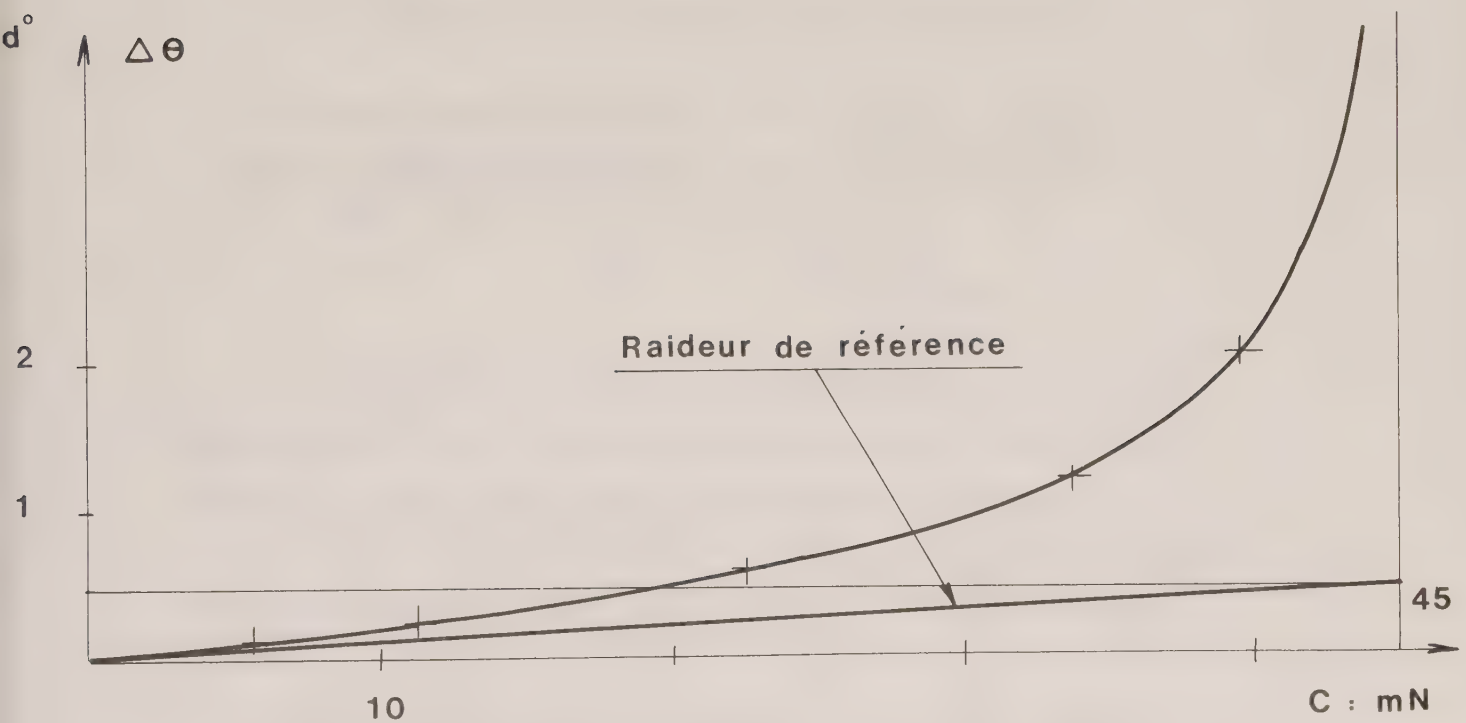


FIGURE 4-6 : Précision de l'asservissement.

5 - ETUDE DYNAMIQUE

5.1. Hypothèses de linéarisation

Dans l'hypothèse linéaire on suppose que :

- les rotations θ_s de l'arbre de sortie sont limitées à de faibles rotations autour de la position milieu (figure 4-3) prise comme origine. On peut alors admettre que les volumes dans les deux chambres sont sensiblement égaux à V_t .
- on ne fait pas intervenir le terme de frottement sec ainsi que les non linéarités du distributeur.
- dans le cas de faibles couples extérieurs nous ferons l'hypothèse que les pressions P_A et P_B varient peu de leurs valeurs permanentes, qui sont respectivement :

$$\bar{P}_A = \frac{P_1 - C/V}{2}$$

$$\bar{P}_B = \frac{P_1 + C/V}{2}$$

Les équations de débit linéarisées deviennent alors :

$$Q_B = 2C_d aR \sqrt{\frac{1}{\rho}(P_1 - \frac{C}{V})} (\theta - \theta_s) = V\dot{\theta}_s + \beta(P_B - P_A) + \frac{V_t}{B} \dot{P}_B \quad (I')$$

$$Q_A = 2C_d aR \sqrt{\frac{1}{\rho}(P_1 - \frac{C}{V})} (\theta - \theta_s) = V\dot{\theta}_s + \beta(P_B - P_A) - \frac{V_t}{B} \dot{P}_A \quad (II')$$

5.2. Transmittance en boucle ouverte

En additionnant (I') et (II'), en tenant compte de (III) et en passant aux variables de Laplace on obtient la fonction de transfert de la chaîne d'action qui peut s'écrire sous la forme classique :

$$\frac{\theta_s}{\theta - \theta_s} = \frac{K}{p \left(1 + 2z \frac{p}{\omega_n} + \frac{p^2}{\omega_n^2} \right)}$$

avec :

$K = \frac{2 C_d aR \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_1 - \frac{C}{V})}}{V \left(1 + \frac{\beta f_v}{V^2} \right)}$	gain en vitesse
$\omega_n = \sqrt{\frac{(V^2 + \beta f_v) 2 B}{J V_t}}$	pulsation naturelle
$z = \frac{B \beta J + 0,5 V_t f_v}{\sqrt{2 B J V_t (V^2 + \beta f_v)}}$	facteur d'amortissement

On constate que le gain en vitesse est maximal à vide ($C=0$). Il en résulte que les états d'équilibre dans lesquels le moteur développe un couple statique auront une marge de stabilité plus grande que l'état d'équilibre à vide, qui représente de ce point de vue le cas le plus défavorable, de même les régimes transitoires autour de ces états d'équilibre présenteront un meilleur amortissement (mais également une vitesse moindre).

Dans le cas le plus défavorable, la condition d'amortissement (marge pratique de stabilité de 6 dB) est réalisée lorsque :

$$z > \frac{K}{\omega_n} \quad (G-1)$$

Compte tenu que :

$$1 + \frac{\beta f_v}{V^2} \sim 1 \text{ et que } \frac{\beta_J}{V^2} + \frac{V_t f_v}{2 V_B^2} \sim \frac{\beta_J}{V^2}$$

la condition devient :

$$\beta > \frac{2 C_d a R \sqrt{\frac{P_1}{\rho}} V_t}{V B}$$

Application numérique :

Etant donné :

$$B = 10^9 \text{ N/m}^2$$

$$V = 5,6 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{rd}$$

$$V_t = 11 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

on trouve :

a) gain en vitesse $K = 60 \text{ s}^{-1}$

b) coefficient de fuite $\beta > 6 \times 10^{-13} \text{ m}^3/\text{s}/\text{Pa}$

c) pulsation naturelle $\omega_n = \frac{75,5}{\sqrt{J}}$

5.3. Lieux de transferts

Nous pouvons présenter sur la figure 4-7 les lieux des transferts en coordonnées de Black de l'asservissement hydromécanique à vide en fonction de plusieurs valeurs de J.

$J_{m^2 \text{ kg}}$	$\omega_n \text{ rd/s}$	z
10^{-4}	7550	0,016
0,1	235	0,23
1	75,5	0,75

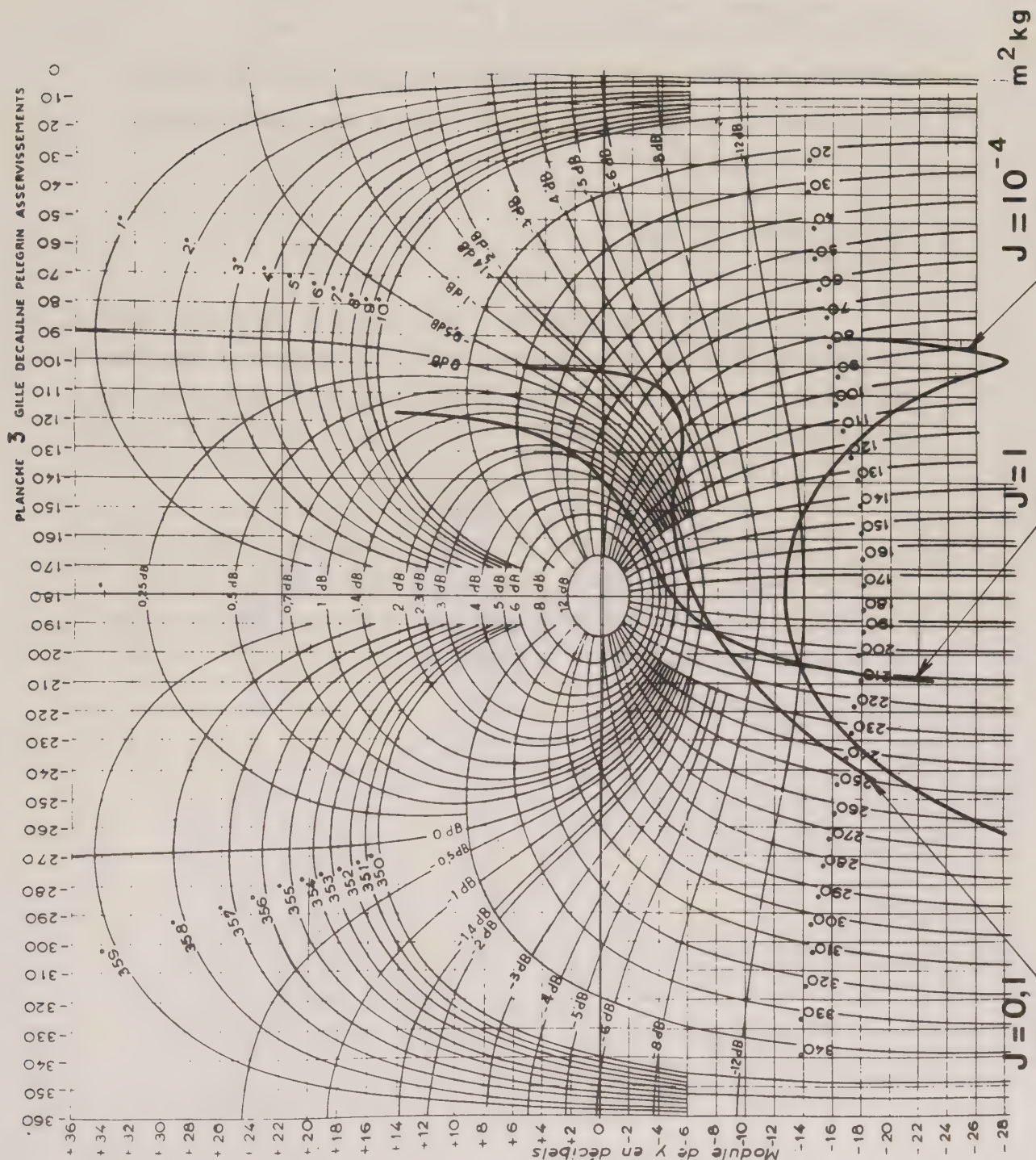


FIGURE 4-7 : Lieux de transferts

On constate que la marge de gain (environ 6 dB) est constante tant que les frottements visqueux sont négligeables c'est-à-dire pour des grandes valeurs de J (à partir de $0,5 \text{ m}^2 \text{ kg}$).

Dès que $J = 1 \text{ m}^2 \text{ kg}$ la marge de phase en boucle ouverte n'est plus que de 42° , cette valeur diminue rapidement jusqu'à 26° pour $J = 1,5 \text{ m}^2 \text{ kg}$.

6 - STABILISATION PAR FUITE

Etant donné le tolérancement des pièces de la partie motrice le débit de fuite de cette dernière est compris entre $0,035 \text{ l/mn}$ et $0,22 \text{ l/mn}$ pour une différence de pression de 80 bars entre les deux chambres. Ceci correspond à un coefficient de fuite β compris entre $7,3 \times 10^{-14}$ et $4,6 \times 10^{-13} \text{ m}^3/\text{s/Pa}$.

Dans ce cas on ne peut pas espérer stabiliser correctement la servo-commande puisque le coefficient β doit être supérieur à $6 \times 10^{-13} \text{ m}^3/\text{s/Pa}$. Nous nous proposons d'étudier dans la suite de ce paragraphe deux types de stabilisation.

6.1. Stabilisation par orifice laminaire

On réalise une saignée sur la palette mobile (figure 4-8) de 3 mm de large, la profondeur nous est donnée par la formule :

$$j = \left(\frac{Q_f}{p} \cdot 12 \mu \times \frac{L}{\ell} \right)^{1/3}$$

on trouve $j = 0,12 \text{ mm}$.

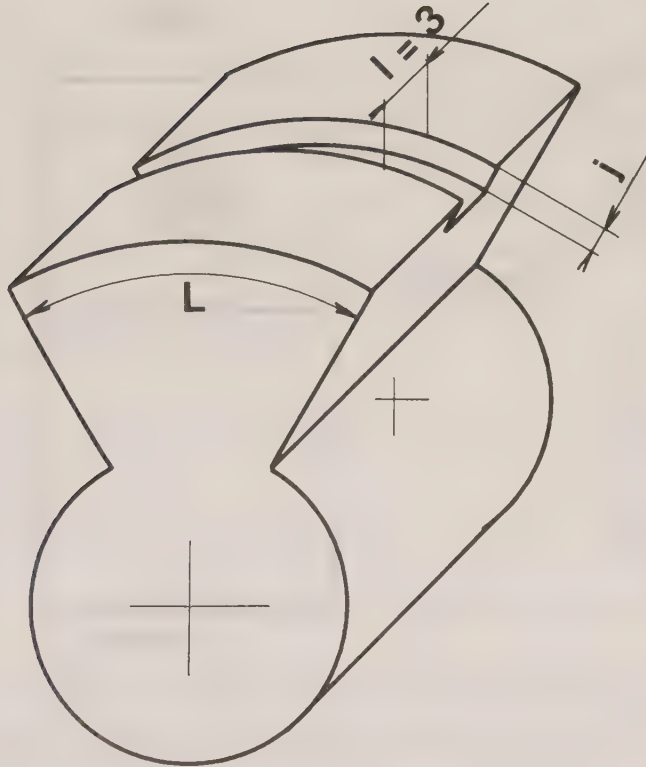


FIGURE 4-8 : Saignée dans la palette mobile

6.2. Stabilisation par orifice turbulent

D'après Guillon M., l'orifice turbulent nécessaire à la stabilisation d'une servocommande sur laquelle il n'y a aucun autre dispositif de stabilisation est celui qui pour une perte

de charge égale à P_1 a un débit égal à 0,485 fois celui de l'orifice laminaire nécessaire pour la stabilisation déterminée précédemment.

$$\text{Dans notre cas } Q_f = \beta P_1 \times 0,485 = 2,3 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

ce qui correspond à une section de passage dans une restriction de $2,8 \times 10^{-2} \text{ mm}^2$ soit un perçage de 0,19 mm dans le rubis (figure 4-9).

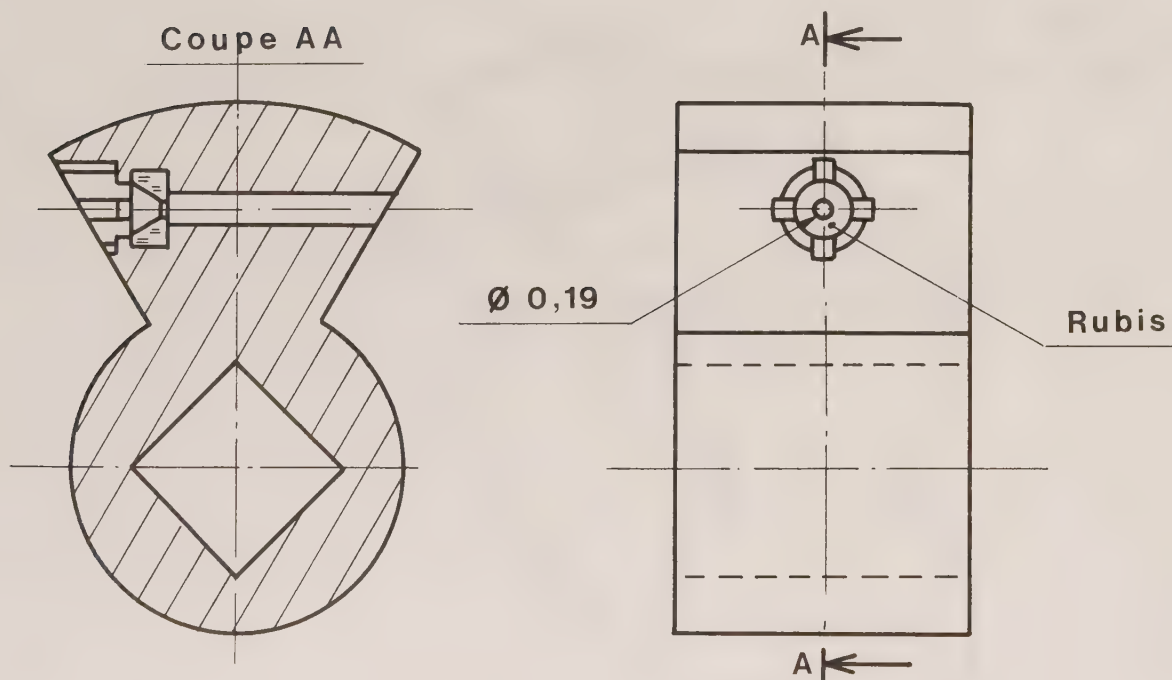


FIGURE 4-9 : Stabilisation par orifice turbulent

3.3. Conclusion

La stabilisation par fuite turbulente est la plus utilisée car elle présente les avantages suivants :

- a) elle est insensible à la température, le débit qui traverse la restriction est donc constant pour une différence de pression donnée entre chambres.
- b) pour de grandes différences de pression le débit de fuite par orifice turbulent est très inférieur à celui provoqué par une fuite laminaire (figure 4-10).

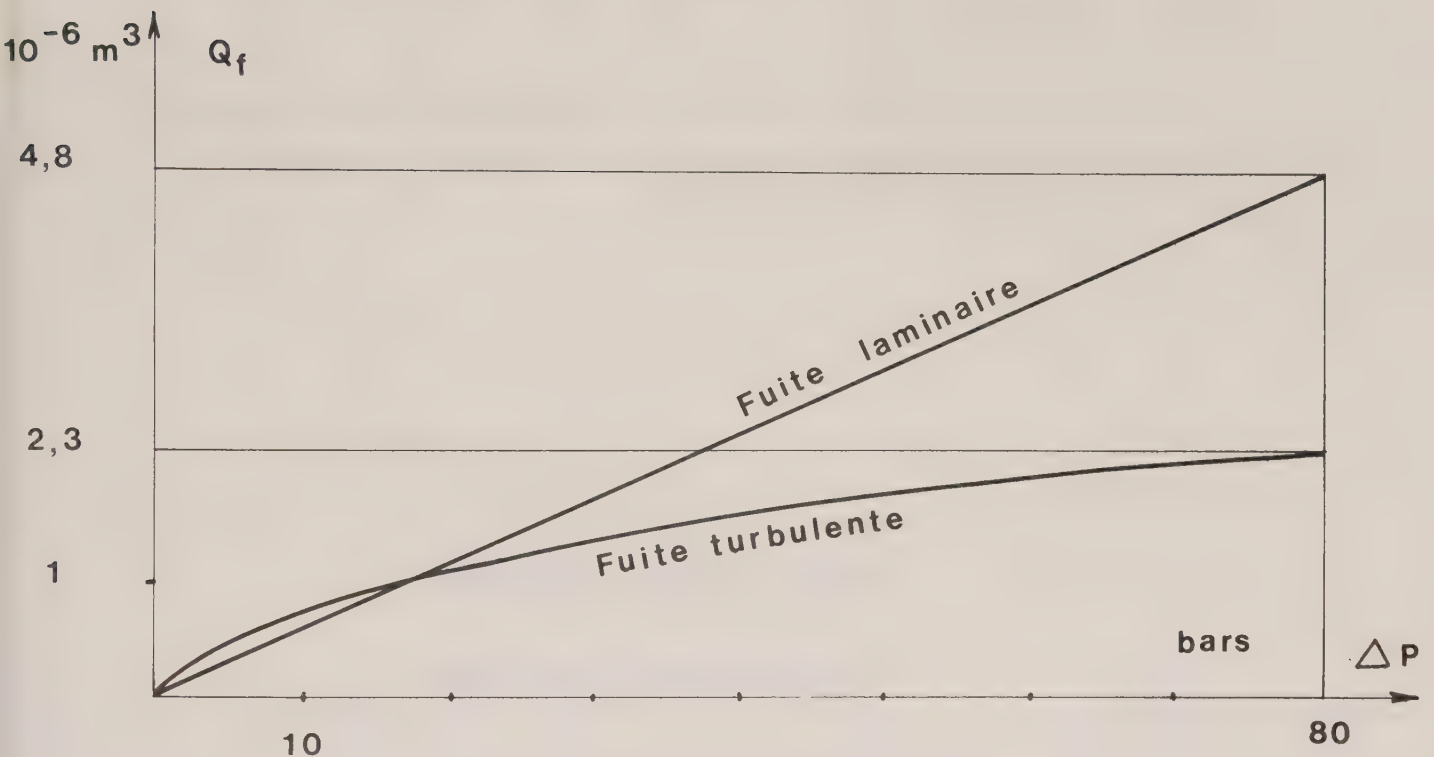


FIGURE 4-10 : Comparaison des débits de fuite

C'est la solution que nous adopterons dans l'avenir ; elle conduit d'ailleurs à une raideur plus élevée du servomoteur. Cependant les premiers prototypes réalisés et expérimentés comportant une stabilisation par fuites laminaires exclusivement, nous continuerons de considérer ce dernier mode de stabilisation dans la suite de notre mémoire de thèse.

7 - CONCLUSION

Le modèle linéarisé que nous venons d'établir nous a permis de dimensionner les paramètres caractéristiques de l'asservissement hydromécanique.

Cette méthode approchée d'étude de la stabilité est réalisée à partir

d'hypothèses très restrictives ; elle ne fait pas apparaître des éléments (frottements secs et seuils) favorables à une meilleure stabilisation.

Pourtant ces calculs indispensables ainsi que la simulation analogique font apparaître que le distributeur dessiné permet d'atteindre les performances envisagées.

Nous devons maintenant vérifier sur un prototype le comportement hydraulique de l'amplificateur de couple, afin notamment de pouvoir lui associer son moteur électrique de pilotage.

C H A P I T R E 5

EXPERIMENTATION ET RESULTATS

1 - INTRODUCTION

2 - PRESENTATION DU BANC D'ESSAIS

3 - PRINCIPALES CARACTERISTIQUES

3.1. Contrôle des pièces mécaniques

3.2. Principales caractéristiques

4 - ESSAIS STATIQUES

4.1. Raideur

4.2. Gain en pression

4.3. Hystérésis

5 - ESSAIS DYNAMIQUES

6 - CONCLUSION

1 - INTRODUCTION

Nous avons vu dans le chapitre précédent que les hypothèses permettant d'écrire les équations linéaires de l'asservissement hydro-mécanique ne faisaient pas intervenir le recouvrement du distributeur, ni les frottements secs de la partie motrice.

Par ailleurs, on sait que le recouvrement se traduit par une diminution de la raideur à l'origine et que les frottements secs améliorent l'amortissement de l'asservissement mais provoquent une erreur statique.

Pour ces raisons, nous avons réalisé plusieurs prototypes, de couple nominal 30 mN, conformes au dessin de la figure 2-14. Nous présentons dans ce chapitre les résultats des différentes expériences qui permettent de vérifier les prévisions et de préciser certaines performances dont les valeurs exactes n'ont pu être définies par les calculs précédents. Sur les photos 1 et 2 on aperçoit l'ensemble des pièces détachées et le moteur après montage.

2 - PRESENTATION DU BANC D'ESSAIS

Nous précisons ici les moyens mis en oeuvre pour réaliser les différents essais (photo 3).

La centrale hydraulique Vickers développe une pression maximale de 210 bars, elle est composée :

- d'une pompe à cylindrée variable (30 l/mn maxi) montée sur un réservoir de 100 l
- d'une régulation de la température de l'huile
- d'un accumulateur tampon Leduc 1 l
- et d'un filtre Sofrance 1 μ .

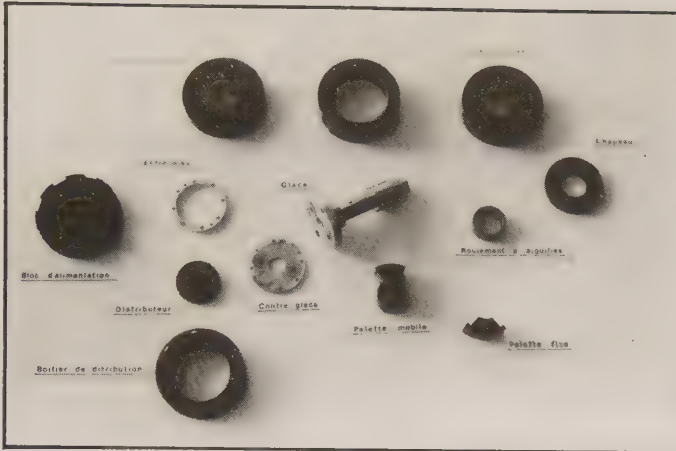


Photo 1
Pièces détachées

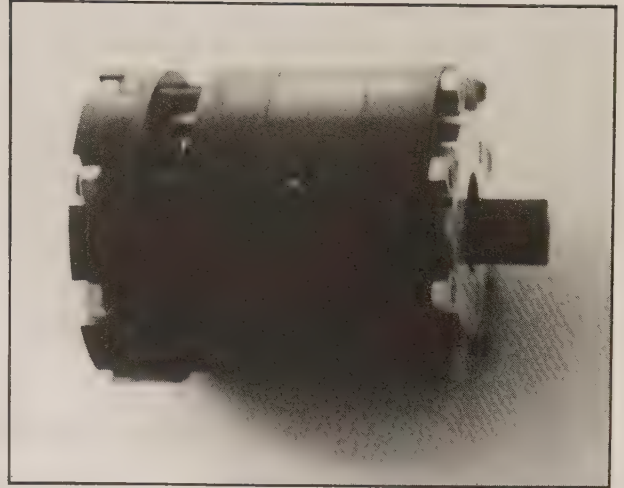


Photo 2
Moteur monté

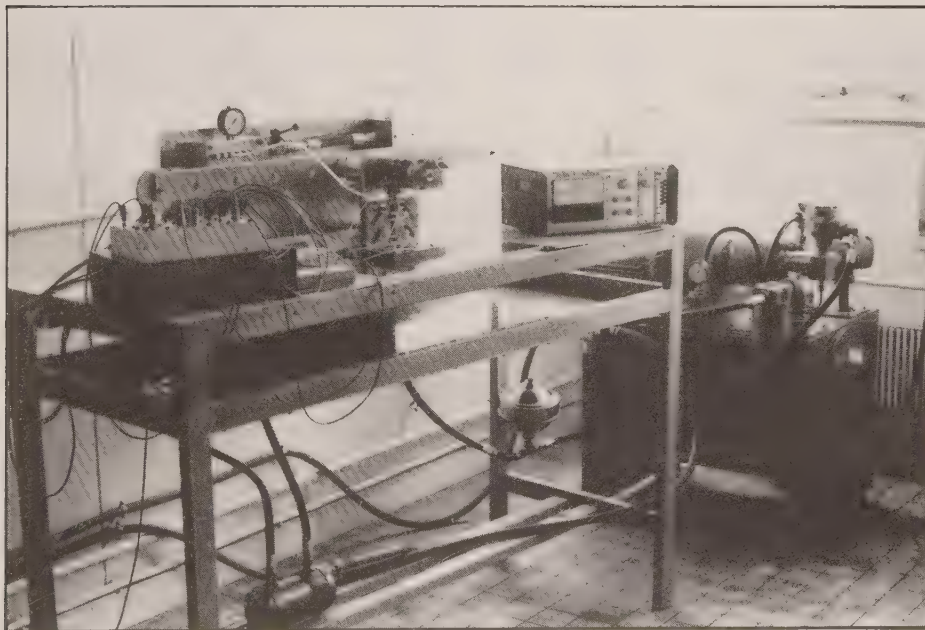


Photo 3
Présentation du banc d'essais

Les mesures de pression, de température et d'efforts sont réalisées avec des capteurs à jauges semi-conductrices fabriqués par Kulite, les faibles rotations angulaires sont mesurées à l'aide de capteurs inductifs de métrologie Tesa.

Ces éléments de mesure sont simples à mettre en oeuvre et les signaux de sortie (analogique) sont directement exploitables sur table traçante ou sur oscilloscope.

3 - PRINCIPALES CARACTERISTIQUES

3.1. Contrôle des pièces mécaniques

Pour expliquer les différences rencontrées entre les résultats expérimentaux et théoriques, il est indispensable d'effectuer un contrôle rigoureux des pièces avant montage.

On donne dans le tableau suivant les résultats comparés après vérification :

	Jeu maxi en μ d'après le dessin	Jeu en μ après vérification
Joint tournant	16 μ	7 μ
Distributeur	10 μ	8 μ
Vérin avec le corps	38 μ	10 μ
Vérin entre flasques	15 μ	13 μ

Le parallélisme sur les faces de la palette mobile n'est pas respecté (8 μ au lieu de 3 prévu), ceci ayant pour effet d'augmenter le débit de fuite moteur. On peut remarquer néanmoins que toutes les conditions fonctionnelles sont respectées.

Nous donnons sur la figure 5-1 le profil de l'alésage du corps relevé sur un appareil de contrôle de circularité Taylor.

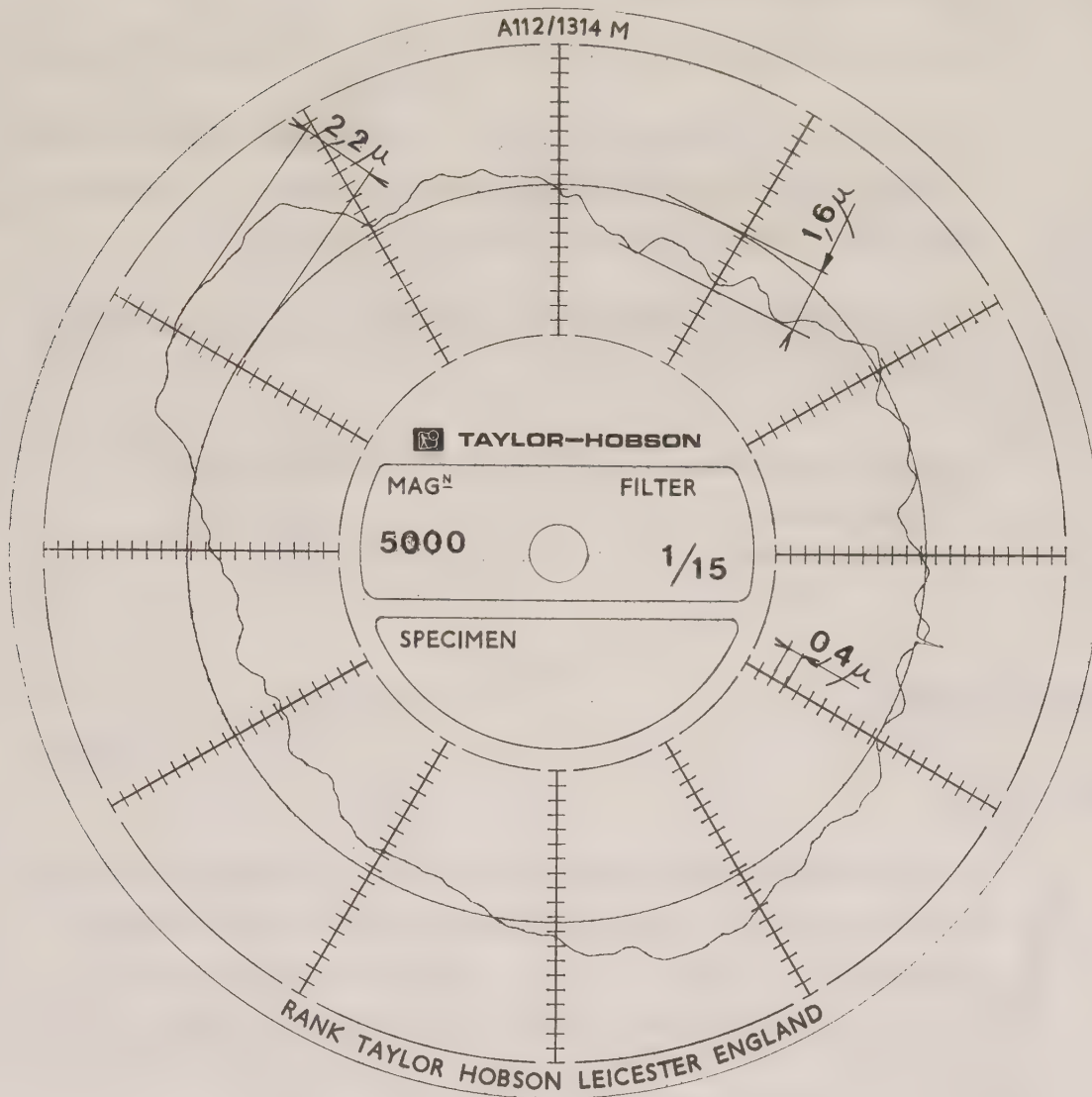


FIGURE 5-1 : Forme de l'alésage du corps

On constate une légère ovalisation de $3,8 \mu$ de l'alésage ayant pour effet de faire varier le débit de fuite entre chambres en fonction de la position de la palette mobile.

3.2. Principales caractéristiques

Avant la mise sous pression les principaux résultats sont :

- Couple sur l'axe du distributeur : 14,4 cmN
- Couple de frottements secs sur l'axe du moteur : 0,650 mN
- Masse de l'amplificateur hydraulique : 680 g

Pour une pression d'alimentation de 80 bars et une température de l'huile de 37°C , on trouve :

- Fuites distributeur, joint tournant : 0,070 l/mn
- Fuites moteur : 0,310 l/mn
- Coefficient de fuite $\beta = 7,9 \times 10^{-13} \text{ m}^3/\text{s}/\text{Pa}$

4 - ESSAIS STATIQUES

4.1. Raideur

Le distributeur étant bloqué (figure 5-2), on mesure la rotation de l'arbre de sortie du moteur provoquée par un couple variable. On constate sur la figure 5-3 que la raideur statique mesurée est inférieure à celle calculée puisque la fuite entre chambres est plus importante que prévu. Par contre, nous n'avons pu déceler une diminution de la raideur autour de l'origine due au seuil

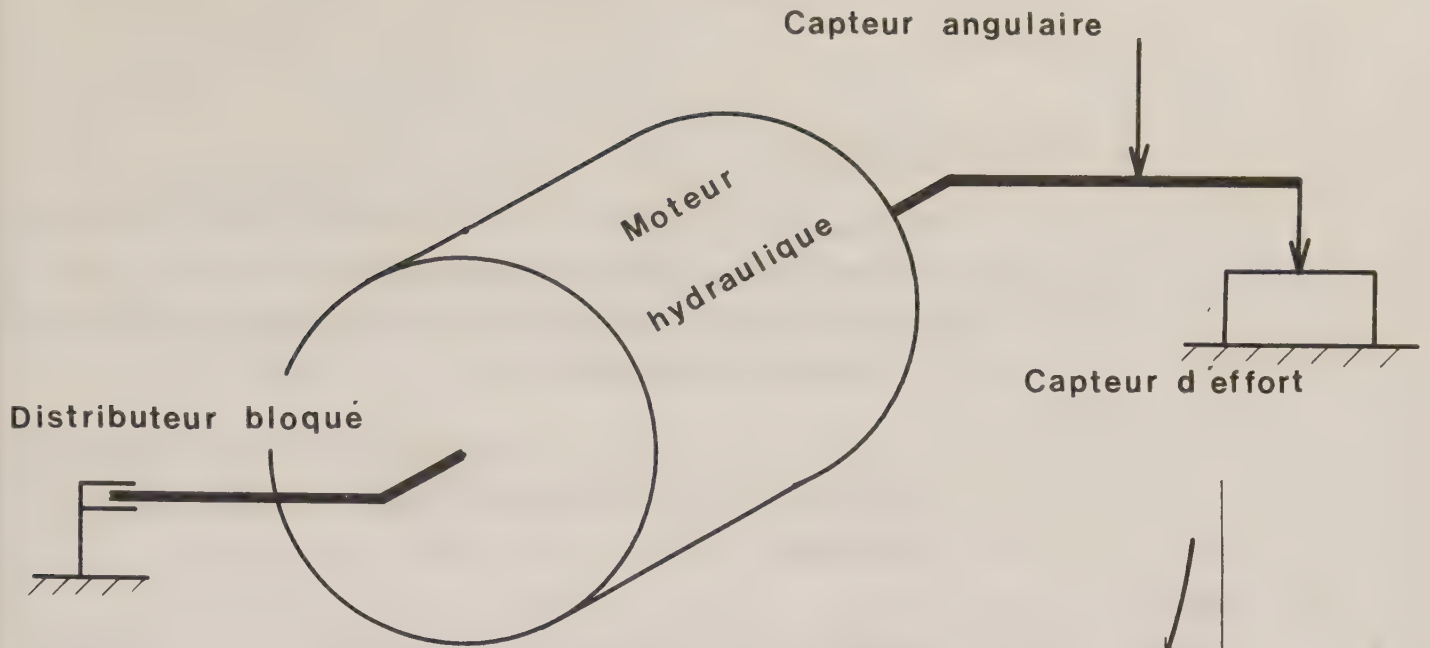


FIGURE 5-2 : Dispositif expérimental

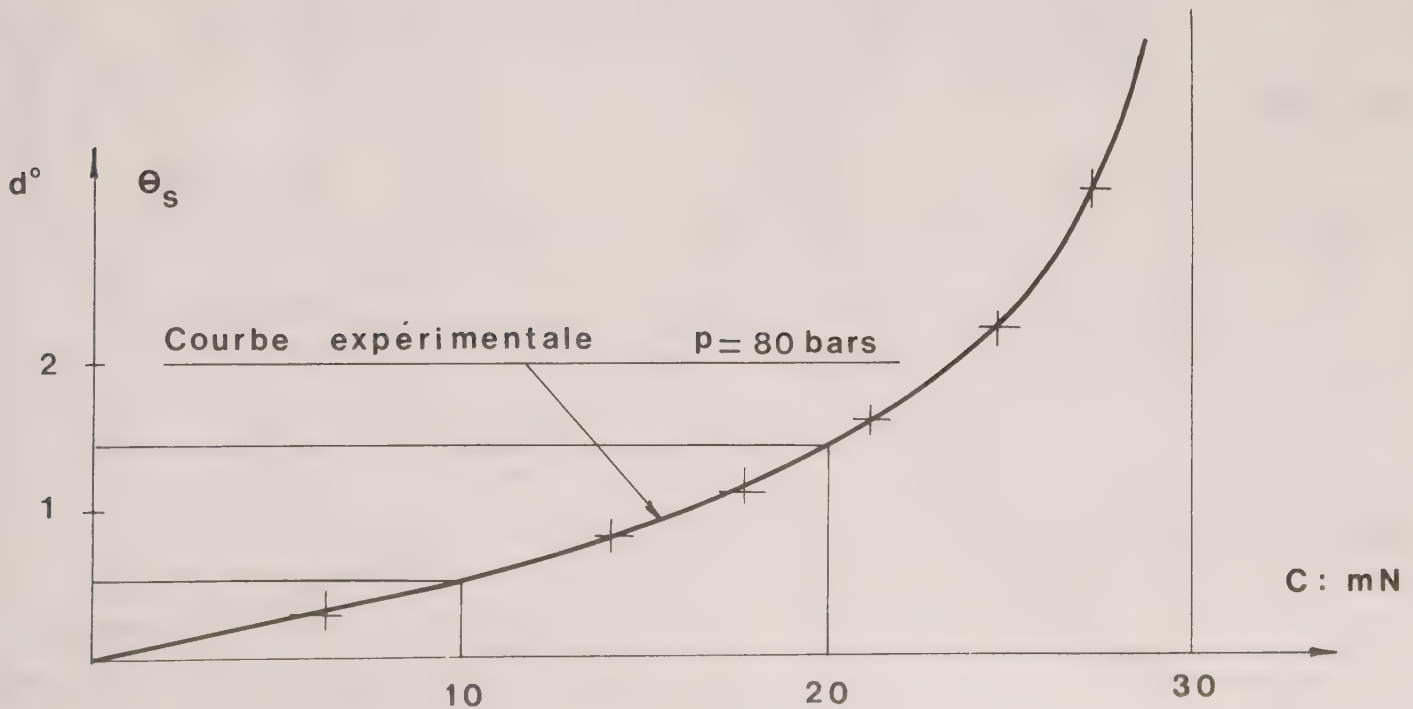
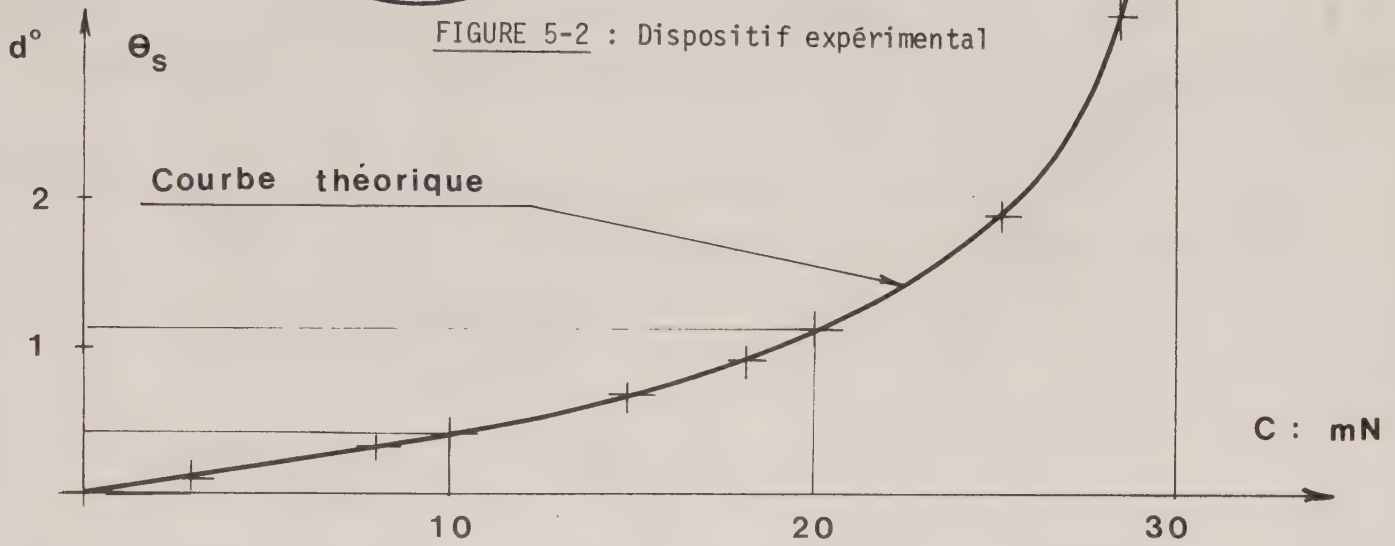


FIGURE 5-3 : Comparaison entre courbe théorique et expérimentale

4.2. Gain en pression

En bloquant l'arbre de sortie on détermine l'évolution de la pression dans chaque chambre en fonction de la position θ_e de l'axe du distributeur. Le résultat de cette expérience représenté sur la figure 5-4 fait apparaître :

- une légère dissymétrie du distributeur : le positionnement des fentes et des perçages est délicat à réaliser avec précision
- une perte de charge dans le distributeur et dans les canalisations internes pour une vitesse de 12,5 rd/s.

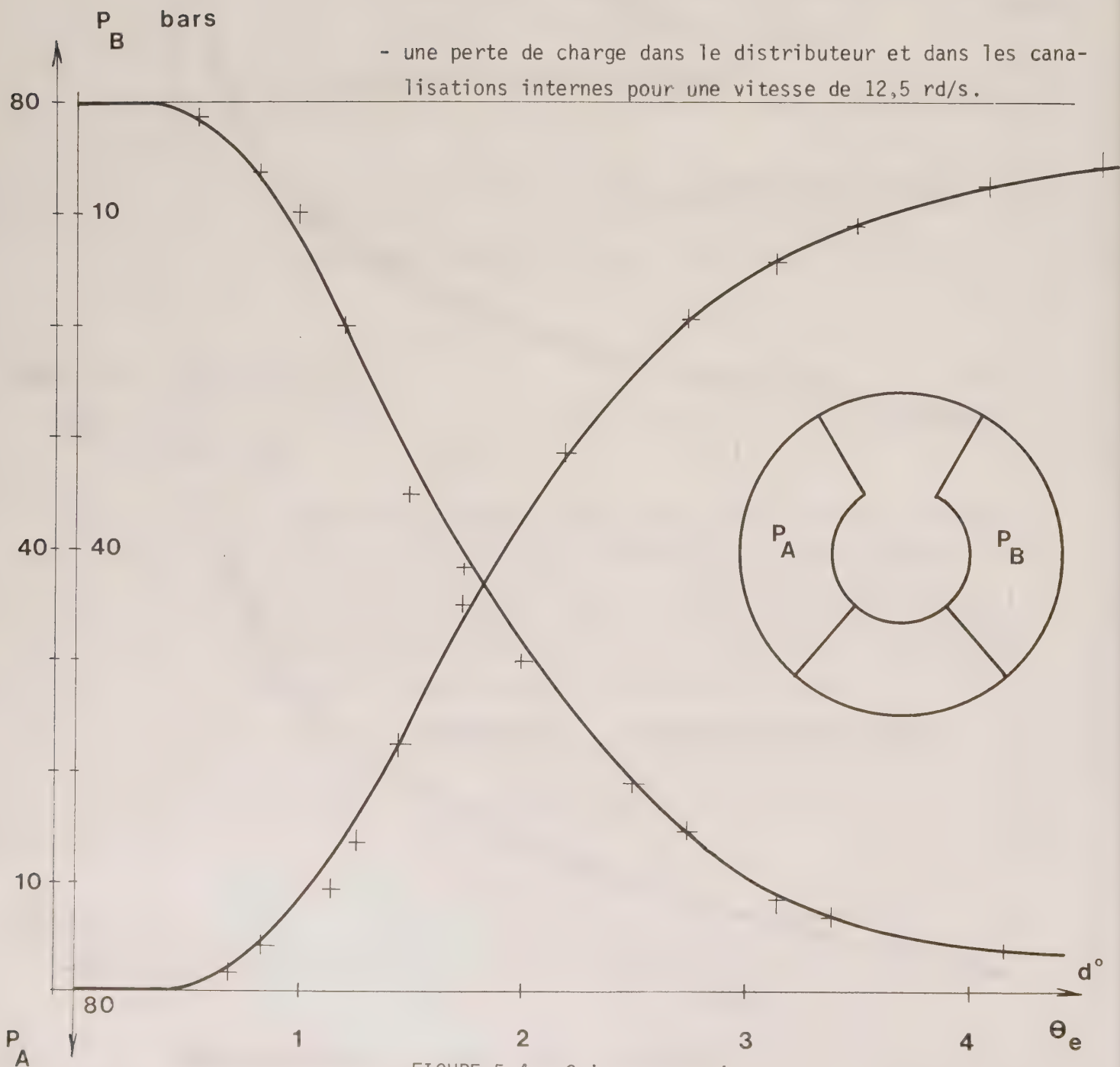


FIGURE 5-4 : Gain en pression

4.3. Hystérésis

Pour de petits mouvements autour de la position moyenne on détermine l'écart entre la position de l'arbre de sortie par rapport à celle de l'axe du distributeur.

Nous présentons les résultats de cet essai sur la figure 5-5 pour un couple de sortie nul et de 20 mN d'intensité et de sens constant. L'écart maximal observé entre le mouvement dans un sens de rotation et l'autre est de $\pm 0,5^\circ$, il correspond à la précision intrinsèque de l'asservissement hydromécanique du moteur. A vide ($C_s = 0$ mN) l'écart entre les deux courbes est de $\pm 0,3^\circ$ (5×10^{-3} rd), cette valeur correspond au seuil est plus élevée que celle de la figure 4-2 ($3,8 \times 10^{-3}$ rd) on tient compte dans cette expérience des frottements secs de la partie motrice. En charge on peut expliquer que l'écart entre les deux courbes s'est accentué par la présence de fuites plus importantes sur le distributeur (la pression dans une chambre est de 55 bars, donc de 15 bars dans l'autre).

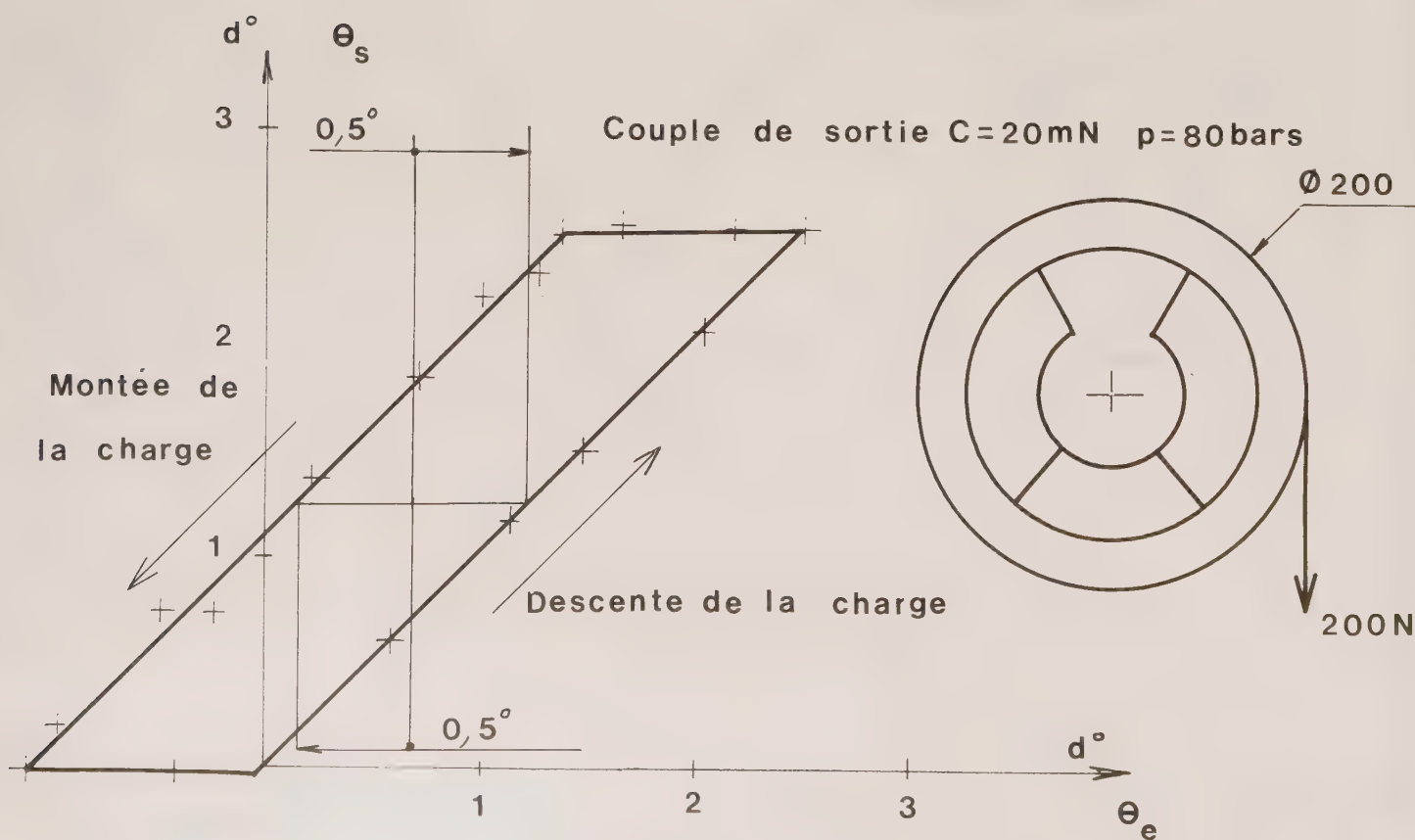
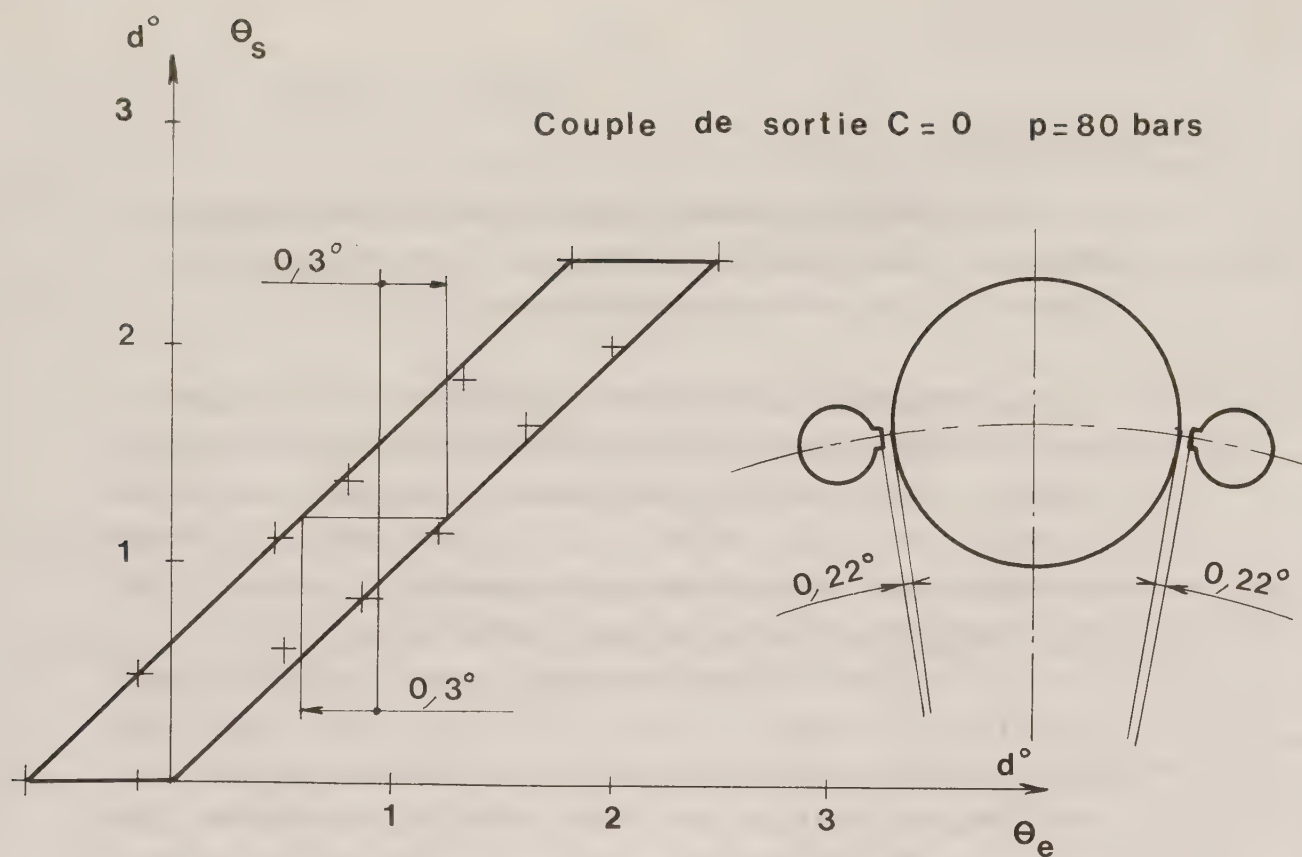


FIGURE 5-5 : Hystérésis

5 - ESSAIS DYNAMIQUES

Après avoir monté sur l'axe, une barre dont l'inertie est de $0,25 \text{ m}^2 \text{ kg}$, on étudie la réponse indicielle. Le résultat de cet essai est représenté sur la photo 4.

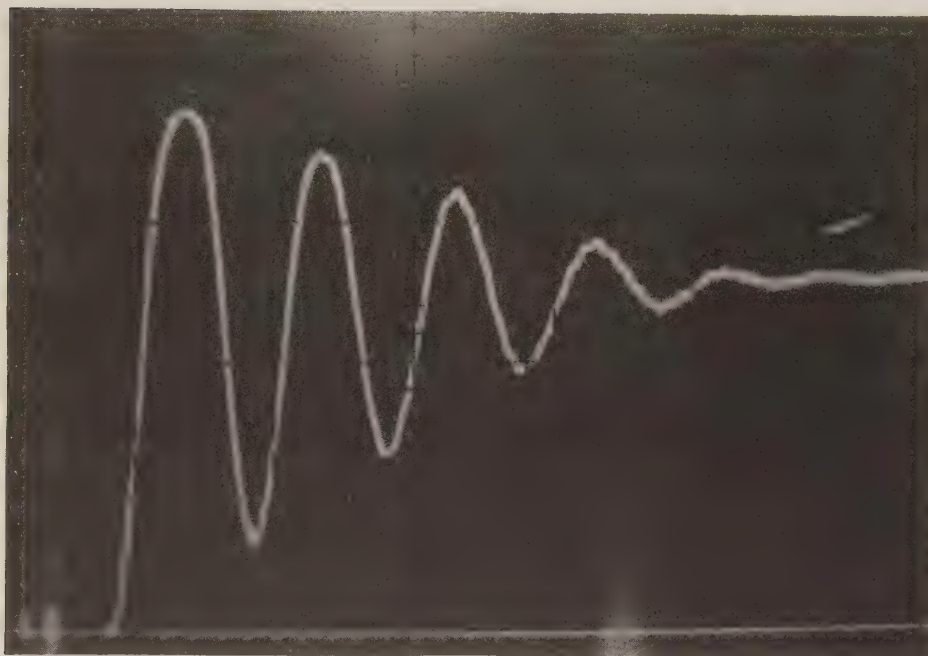


Photo 4 : essais indiciel : $J = 0,25 \text{ m}^2 \text{ kg}$

Pour un échelon $D_0 = 2,08^\circ$ on note un dépassement $D_1 = 0,69^\circ$ et une pseudo-période $T_1 = 100 \text{ ms}$. Puisque les rapports $\frac{D_{i+1}}{D_i}$ sont approximativement constants et égaux à $d = 0,33$ on peut dans ces conditions définir un facteur d'amortissement m donné par P-2 :

$$m = \frac{\text{Log } 1/d}{\sqrt{\pi^2 + \text{Log}^2 1/d}} \quad \text{soit } m = 0,33$$

La pulsation naturelle est alors de 63 rd/s pour $J = 0,25 \text{ m}^2\text{kg}$ théoriquement elle devrait être de 120 rd/s, la présence accidentelle d'air dans le circuit explique cette différence.

6 - CONCLUSION

Nous ne pouvons donner les résultats des essais d'endurance, ces derniers sont en cours de réalisation. Pourtant de ces différentes expériences on peut retenir les résultats suivants :

- a) le coefficient d'amplification actuellement de 208 pour un moteur de 30 mN peut passer à 312 pour un moteur de 45 mN. En effet les caractéristiques technologiques du distributeur (jeux, fuites, matériaux) sont les mêmes pour tous les modèles.
- b) la précision de l'asservissement hydromécanique ($\pm 0,5^\circ$) pourrait être améliorée en diminuant la largeur du recouvrement (actuellement de 0,05 mm). Il est néanmoins nécessaire car il favorise la stabilisation [S-6] et permet de diminuer les fuites lorsque le distributeur est fermé.

On note avec satisfaction l'effet stabilisateur des fuites, l'expérience ayant été réalisée dans la condition de fuite laminaire (erreur d'usinage) il serait intéressant dans un proche avenir de vérifier nos hypothèses dans le cas d'une fuite turbulente.

CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES

D'APPLICATIONS

"L'asservissement hydraulique à pression constante commandé par distributeur étrangleur est celui qui s'impose quand il faut marier puissance et rapidité de réponse" [G-1]

Au cours de cette étude, nous avons montré que cette solution pouvait également être envisagée pour des applications où les asservissements électriques sont largement utilisés par manque de produits commercialisés.

En effet la servocommande à vérin rotatif que nous avons présenté dans ce mémoire correspond à un domaine riche en applications : c'est celui des moyennes et basses puissances en hydraulique. La solution du vérin à palette nous semble la plus simple à miniaturiser et le distributeur en glace qui lui est associé est certainement la solution la plus facile à réaliser et à équilibrer. Les dimensions minimales (épaisseurs de parois, forme de l'arbre de sortie) ont été calculées en résistance des matériaux, puisque les forces mises en jeu sont importantes. La masse du prototype (680 g) est supérieure à celle qui avait été envisagée (500 g) mais on peut penser que des formes moulées nervurées offriront les mêmes garanties de déformation minimale sous l'effet de la pression en réduisant la masse d'ensemble.

Pour assurer intrinsèquement la stabilité de l'asservissement nous avons utilisé les deux solutions classiques : seuil au distributeur et fuite entre chambre, ces paramètres sont fixés par construction.

La forme et les dimensions des orifices du distributeur ont été déterminés à partir d'un calcul linéaire qui présente un certain nombre d'insuffisances mais permet néanmoins à l'ingénieur d'appréhender la solution du problème avant les essais sur prototype. Il est en effet très difficile de donner avec précision la valeur des frottements secs et visqueux ; les tolérances sur les pièces si minimes soient-elles font varier ces derniers paramètres dans de très fortes proportions.

Nous avons donc attaché une très grande importance à la réalisation de plusieurs prototypes et à leurs essais. La solution envisagée est technologiquement fiable, les résultats des essais prouvent que nous avons en effet satisfait la plupart des objectifs que nous nous étions fixés.

Les avantages offerts par le servomoteur électrohydraulique miniature sont nombreux :

- encombrement réduit
- faible débit de fuite se traduisant par une faible consommation à l'arrêt
- utilisation directe (sans réducteur, ni transmission) du moteur
- bonne sûreté de fonctionnement puisque l'arbre de sortie est verrouillé en cas de panne électrique (blocage du distributeur)
- puissance massique élevée (1140 W/kg).

Nous estimons que ce dispositif doit trouver de nombreuses applications notamment en robotique médicale et en robotique industrielle légère.

En robotique médicale, on peut envisager la construction d'une prothèse [B-1] et [S-3] en remplacement d'un membre amputé ou celle d'un télémanipulateur [S-4], sorte d'esclave externe sur poste fixe ou sur fauteuil pour tétraplégique.

Nous réalisons actuellement le manipulateur décrit dans l'annexe 2 où 6 servomoteurs électrohydrauliques assurent les mouvements des différentes articulations.

En robotique industrielle légère [S-2] - [B-3] l'utilisation de ce type de matériel est pleine d'avenir car il répond effectivement à des besoins spécifiques :

- construction de robots de montage en micromécanique (Ets SORMEL)
- construction de robots à apprentissage pour le polissage d'objets de petit volume (SBBM-BURDET)
- réalisation de terminaux de préhension pour la prise en vrac (Régie Renault).

Il nous faut trouver maintenant les techniques d'industrialisation qui pourront conduire à des abaissements de coût notables.

A N N E X E 1

CALCULS DES COTES FONCTIONNELS

Avant d'entreprendre le calcul de chaque cote nous tenons à expliciter le symbolisme utilisé pour simplifier l'écriture :

- Chaque pièce est repérée par une lettre A - B -

- Le tracé des chaînes est tel que :

une flèche $\longrightarrow$ représente une cote au maximum de matière

une flèche $\longleftarrow$ représente une cote au minimum de matière

une flèche $\Longrightarrow$ représente une cote condition (fonctionnelle)

- La notation A 23 indique que le calcul s'effectue sur la pièce A pour la deuxième condition et qu'il s'agit de la 3^o cote relative à la pièce A.

- Nous désignerons par IT l'intervalle de tolérance.

Il est important de souligner que les calculs s'effectuent à partir de chaque chaîne de cotes. Celle-ci est relative à une condition et il ne peut y avoir 2 cotes conditions dans une chaîne de cotes.

Les pièces S, R, D et P sont montées serrées sur l'arbre F. La position axiale de ce dernier est donc conditionnée par le jeu 3 (figure A-1) existant entre la palette mobile D et les flasques C ou A. La position de ce jeu intervient sur les valeurs extrêmes des autres conditions fonctionnelles. Nous ferons la même remarque sur la position du jeu 7 entre le distributeur G et la contre glace L.

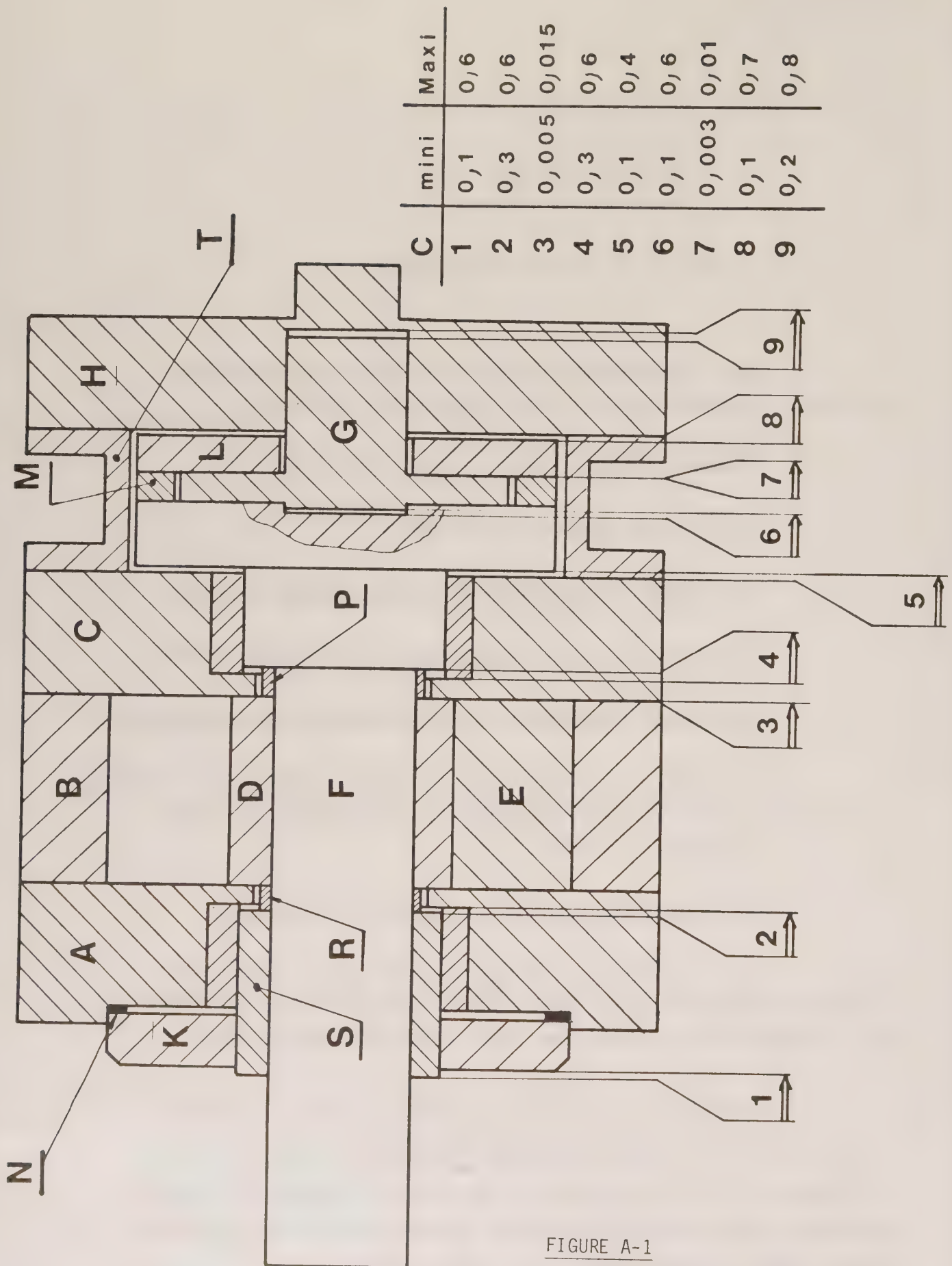
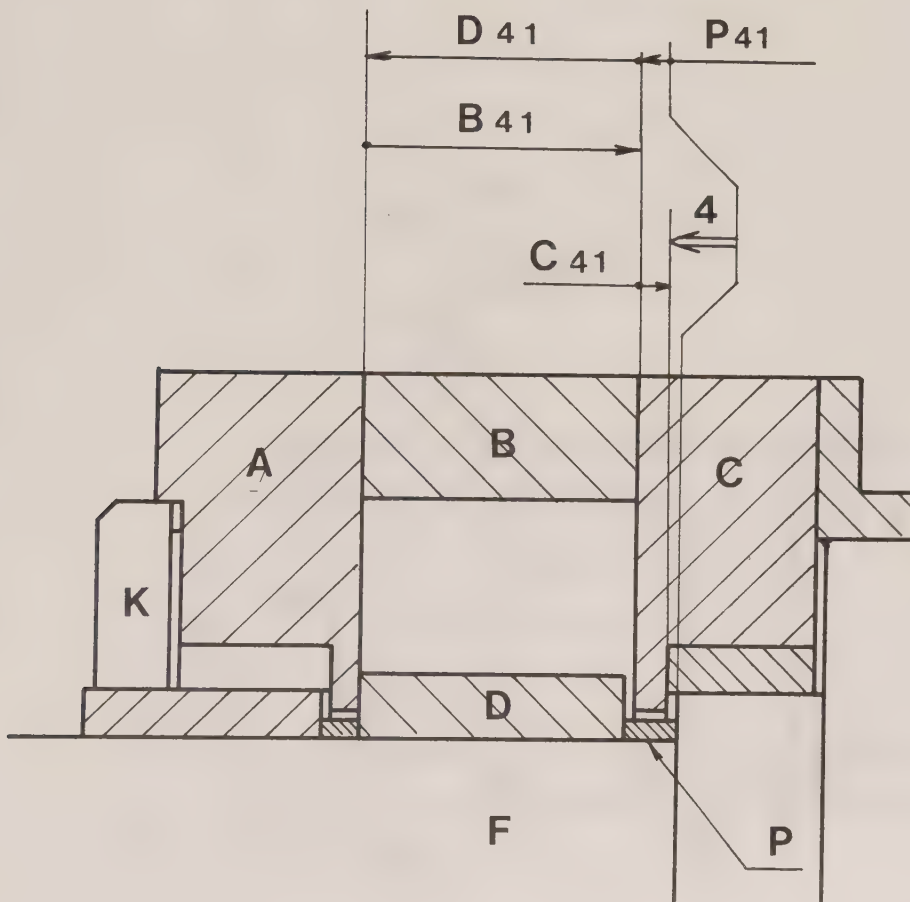


FIGURE A-1

Remarque : Les calculs sont faits pour le modèle à 30 mN. Seules les cotes nominales de longueur des pièces B et D seront changées pour les modèles 15 et 45 mN.

a) Jeu entre épaulement de l'arbre F et flasque C

Condition : $4_{\text{mini}} = 0,3$ lorsque la palette mobile D est contre le flasque A



$$4_{\text{m}} = P_{41\text{m}} + D_{41\text{m}} - (B_{41\text{M}} + C_{41\text{M}})$$

$$\text{Données : } D_{41} = D_{31} = 19 \begin{matrix} -0,005 \\ -0,01 \end{matrix}$$

$$B_{41} = B_{31} = 19 \begin{matrix} +0,005 \\ +0 \end{matrix}$$

$$C_{41} = 2 \pm 0,1$$

$$0,3 = P_{41} m + 18,99 - (19,005 + 2,1)$$

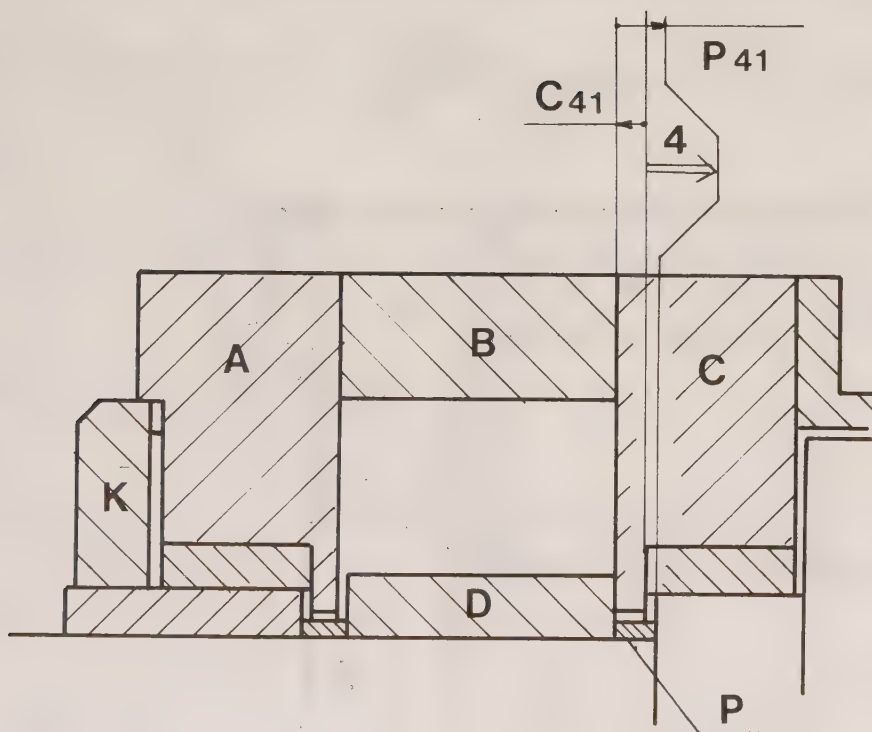
$$P_{41} m = 2,415 m$$

Choisissons : $P_{41} M = 2,5 \text{ mm}$

soit :

$$P_{41} = 2,5 \begin{matrix} -0 \\ -0,085 \end{matrix}$$

Condition : 4 maxi : lorsque la palette mobile D est contre le
flasque A



$$4 M = P_{41} M - C_{41} m$$

$$4 M = 2,5 - 1,9 = 0,6 \text{ mm.}$$

$$4 \text{ maxi} = 0,6 \text{ mm}$$

b) Jeu entre la bague de roulement S et le flasque A

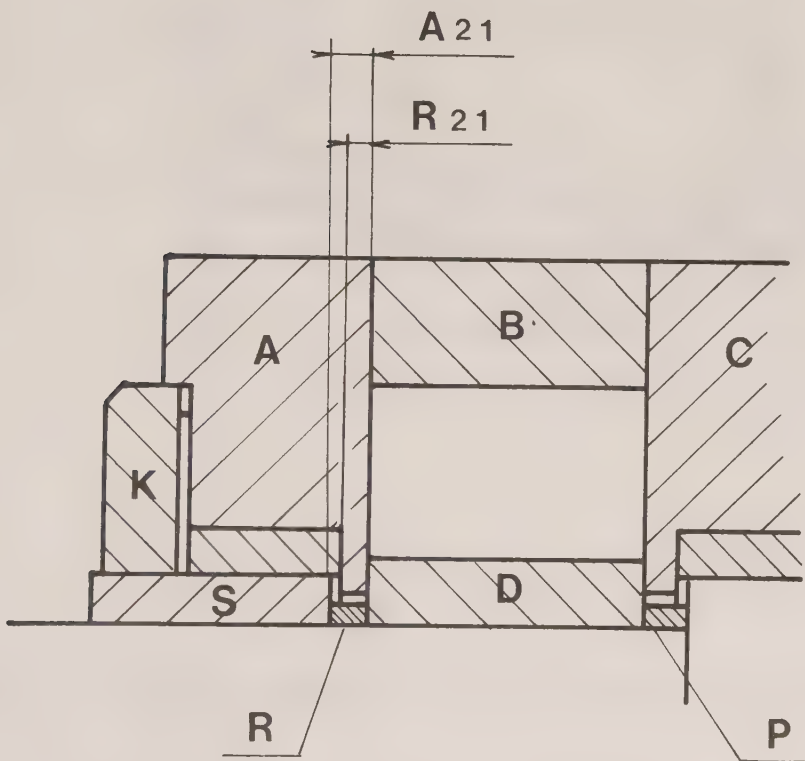
$$\text{Condition : } 0,3 < 2 < 0,6$$

On trouve les mêmes résultats pour A 21 et R 21 que ceux du chapitre précédent.

Soit :

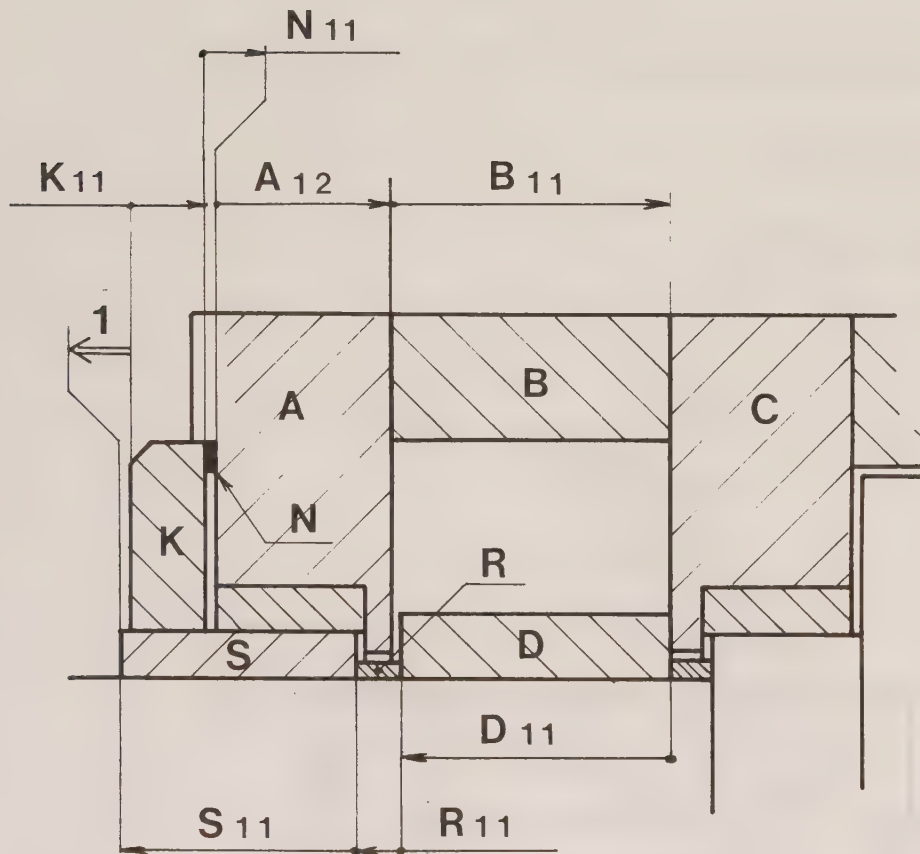
$$A_{21} = 2 \pm 0,1$$

$$R_{21} = 2,5 \begin{matrix} -0 \\ -0,085 \end{matrix}$$



c) Longueur libre de la bague de roulement avant S

Condition : $0,1 < l < 0,6$



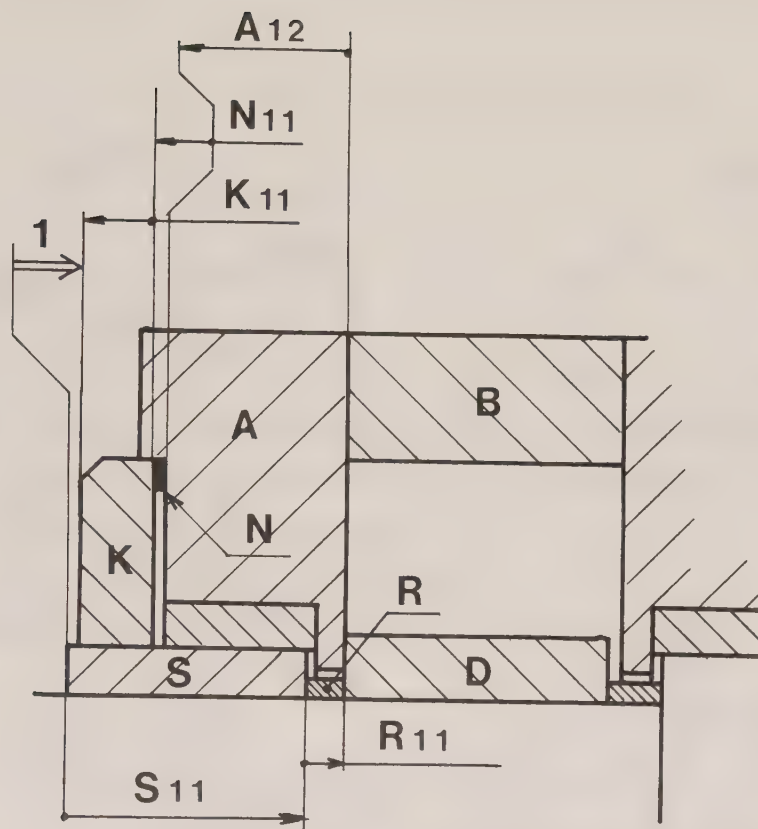
$$l_m = D_{11} m + R_{11} m + S_{11} m - (K_{11} m + N_{11} m + A_{12} m + B_{11} m)$$

Données :

$D_{11} = 19 \begin{smallmatrix} -0,005 \\ -0,01 \end{smallmatrix}$	$K_{11} = 5 \begin{smallmatrix} +0,1 \\ +0 \end{smallmatrix}$
$R_{11} = 2,5 \begin{smallmatrix} -0 \\ -0,085 \end{smallmatrix}$	$N_{11} = 0,5 \begin{smallmatrix} +0,1 \\ +0 \end{smallmatrix}$
	$A_{12} = 12 \begin{smallmatrix} +0,2 \\ +0,1 \end{smallmatrix}$
	$B_{11} = 19 \begin{smallmatrix} +0,005 \\ +0 \end{smallmatrix}$

$$0,1 = 18,99 + 2,415 + S_{11} \text{ m} - (5,1 + 0,6 + 12,2 + 19,005)$$

$$S_{11} \text{ m} = 15,6 \text{ mm}$$



$$1 \text{ M} = S_{11} \text{ M} + R_{11} \text{ M} - (A_{12} \text{ m} + N_{11} \text{ m} + K_{11} \text{ m})$$

$$0,6 = S_{11} + 2,5 - (12,1 + 0,5 + 5)$$

$$S_{11} \text{ M} = 15,7 \text{ mm}$$

$$S_{11} = 15,5 \begin{matrix} +0,2 \\ +0,1 \end{matrix}$$

d) Jeu entre la glace F et le flasque C

Condition : $0,1 < \delta < 0,4$

$$\delta = P_{51} + F_{51} - C_{52}$$

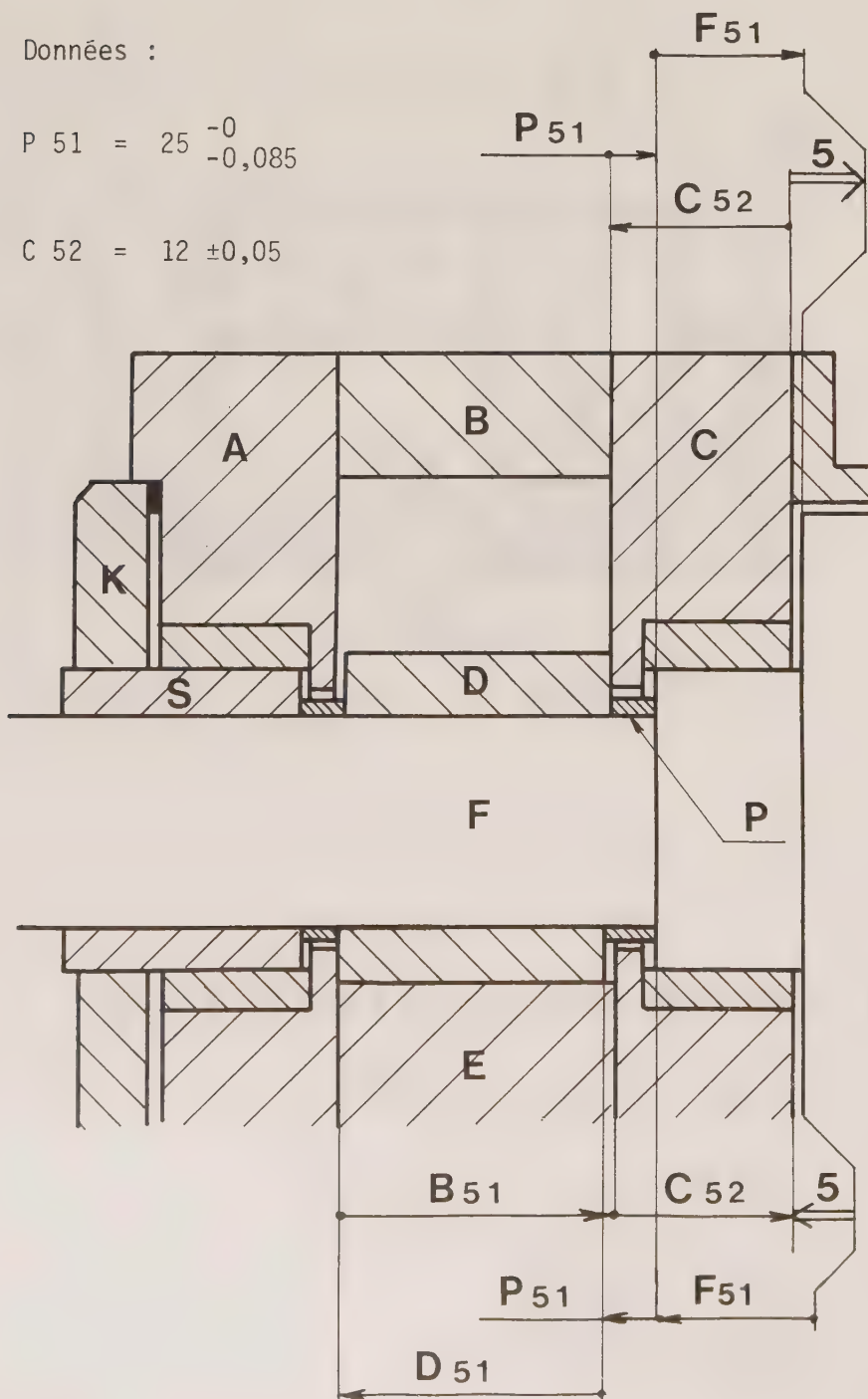
$$0,4 = 2,5 + F_{51} - 11,95$$

$$F_{51} = 9,85$$

Données :

$$P_{51} = 25 \begin{matrix} -0 \\ -0,085 \end{matrix}$$

$$C_{52} = 12 \pm 0,05$$



Données :

$$D_{51} = 19 \begin{array}{l} -0,005 \\ -0,01 \end{array}$$

$$B_{51} = 19 \begin{array}{l} +0,005 \\ +0 \end{array}$$

$$5 \text{ m} = F_{51} \text{ m} + P_{51} \text{ m} + D_{51} \text{ m} - (B_{51} \text{ M} + C_{52} \text{ M})$$

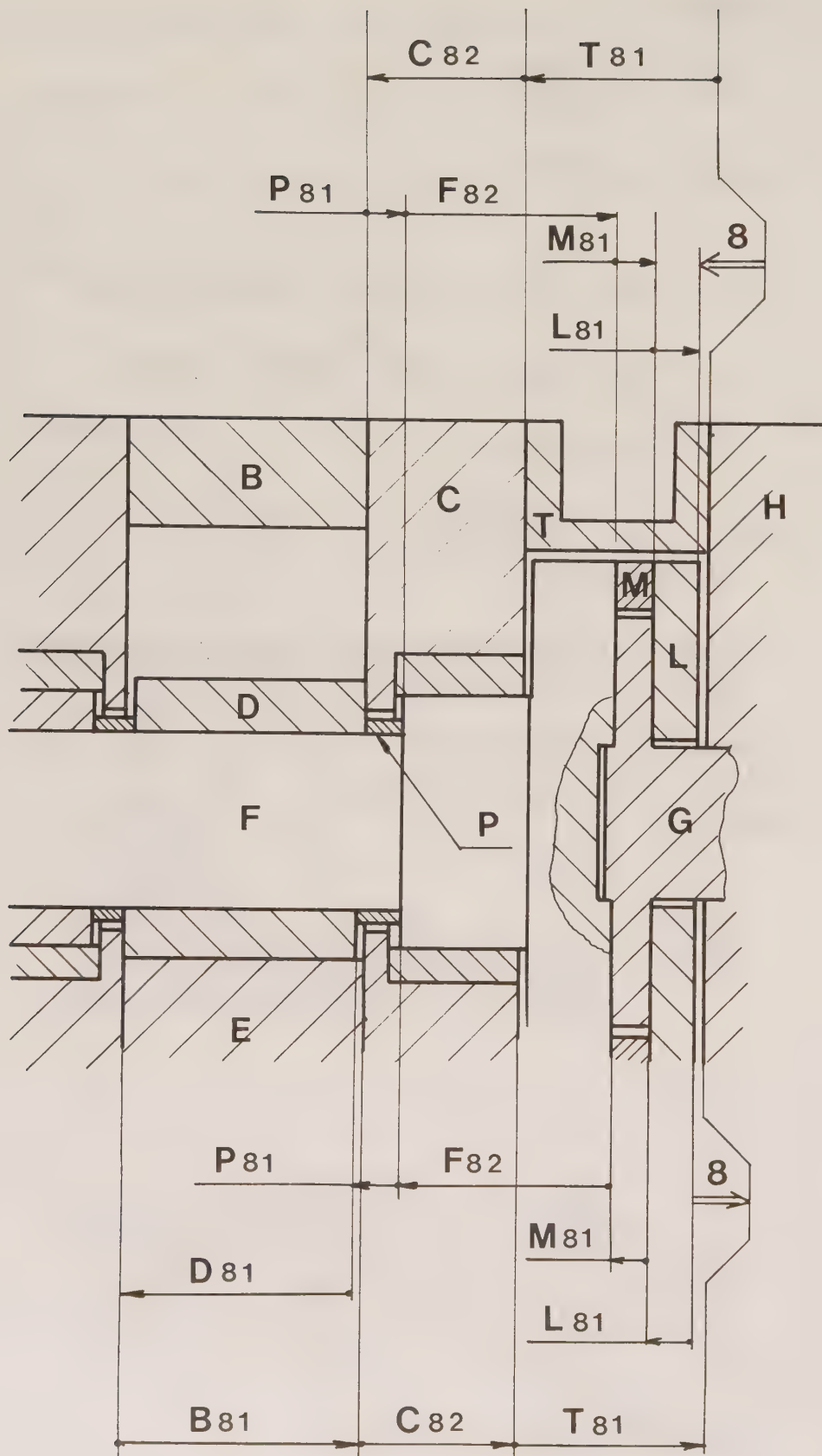
$$0,1 = F_{51} \text{ m} + 2,415 + 18,99 - (19,005 + 12,05)$$

$$F_{51} \text{ m} = 9,75 \text{ mm}$$

$$F_{51} = 10 \begin{array}{l} -0,15 \\ -0,25 \end{array}$$

e) Jeu entre la contre glace L et le bloc d'alimentation H

$$\text{Condition : } \begin{array}{|l} 0,1 < 8 < 0,7 \end{array}$$



$$8 \text{ m} = C 82 \text{ m} + T 81 \text{ m} - (P 81 \text{ M} + F 82 \text{ M} + M 81 \text{ M} + L 81 \text{ M})$$

Données :

$$P 81 = 2,5 \begin{matrix} -0 \\ -0,085 \end{matrix}$$

$$C 82 = 12 \pm 0,05$$

$$M 81 = 4 \begin{matrix} +0,006 \\ +0,003 \end{matrix}$$

$$T 81 = 15 \begin{matrix} -0 \\ -0,1 \end{matrix}$$

$$0,1 = 11,95 + 14,9 - (2,5 + F 82 \text{ M} + 4,006 + 2,6)$$

$$F 82 \text{ M} = 17,640$$

$$8 \text{ M} = B 81 \text{ M} + C 82 \text{ M} + T 81 \text{ M} - (L 81 \text{ m} + M 81 \text{ m} + F 82 \text{ m} + P 81 \text{ m} + D 81 \text{ m})$$

$$0,7 = 19,005 + 12,05 + 15 - (2,4 + 4,003 + F 82 \text{ m} + 2,415 + 18,99)$$

$$F 82 \text{ m} = 17,547$$

Soit en arrondissant

$$F 82 = 17,5 \begin{matrix} +0,15 \\ +0,05 \end{matrix}$$

f) Jeu entre distributeur G et contre glace L

$$\text{Condition : } 0,003 < 7 < 0,010$$

$$7 \text{ M} = M 71 \text{ M} - G 71 \text{ m}$$

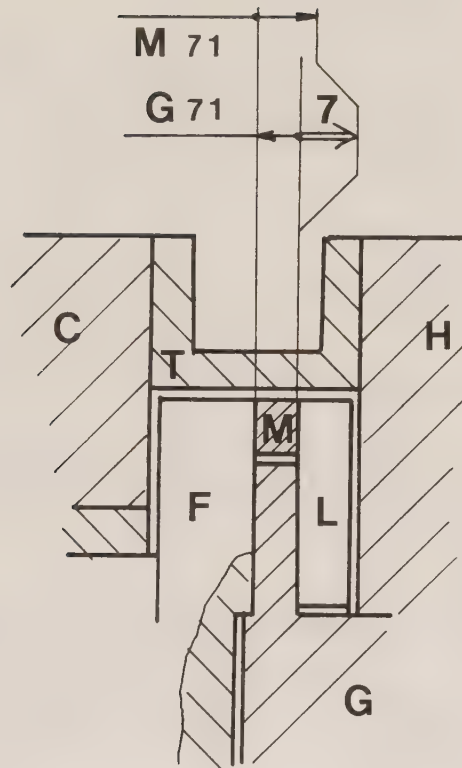
Données :

$$M 71 = 4 \begin{matrix} +0,006 \\ +0,003 \end{matrix}$$

$$0,010 = 4,006 - G 71 \text{ m}$$

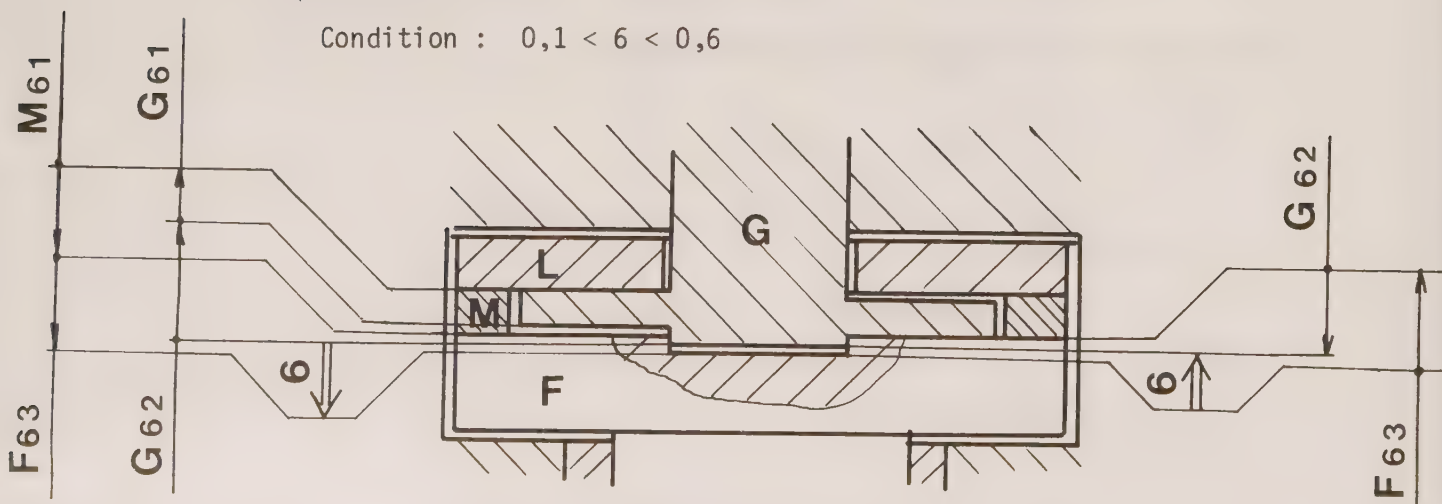
$$G 71 = 3,996 \text{ m}$$

$$G 71 = 4 \begin{matrix} -0 \\ -0,004 \end{matrix}$$



g) Jeu entre le distributeur G et la glace F

Condition : $0,1 < 6 < 0,6$



Données : $F_{63} = 1 \begin{matrix} +0,2 \\ +0,1 \end{matrix}$

$$6 \text{ m} = F 63 \text{ m} - G 62 \text{ M}$$

$$0,3 = 1,1 - G 62 \text{ M}$$

$$G 62 \text{ M} = 0,8 \text{ mm}$$

$$6 \text{ M} = M 61 \text{ M} + F 63 \text{ M} - G 62 \text{ m} - G 61 \text{ m}$$

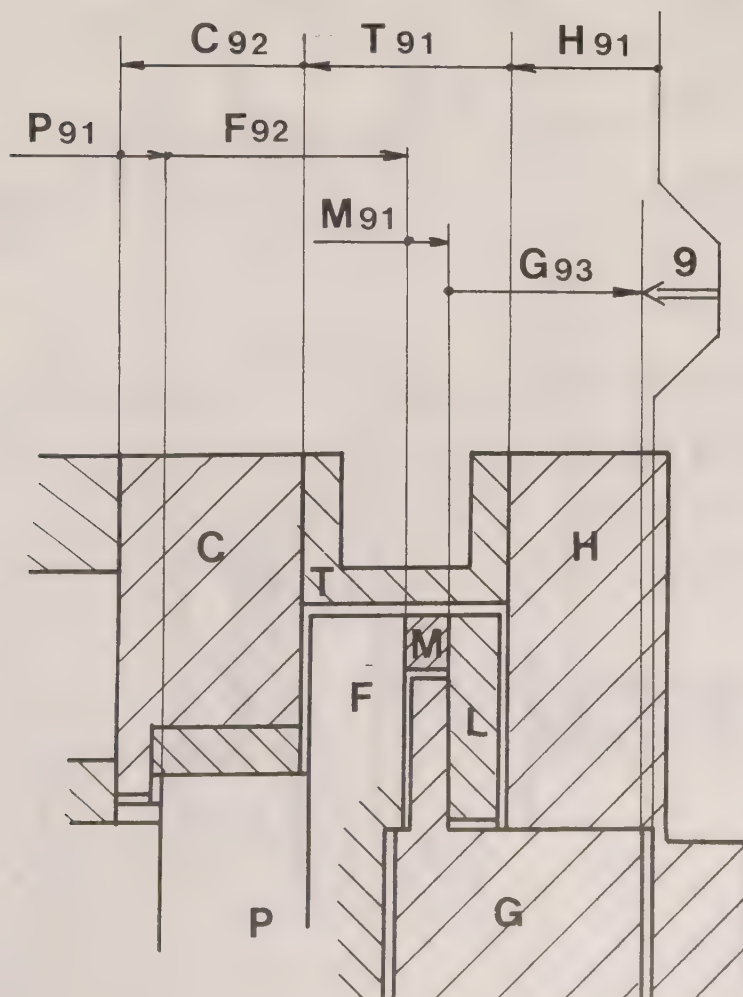
$$0,6 = 4,006 + 1,1 - G 62 \text{ m} - 3,996$$

$$G 62 \text{ m} = 0,61$$

$$G 62 = 0,8 \begin{matrix} -0 \\ -0,2 \end{matrix}$$

h) Jeu entre le distributeur et le bloc d'alimentation

$$\text{Condition : } 0,1 < 9 < 0,8$$



Données :

$$H_{91} = 10 \begin{matrix} +0,1 \\ +0 \end{matrix}$$

$$T_{91} = 15 \begin{matrix} -0 \\ -0,1 \end{matrix}$$

$$F_{92} = 17,5 \begin{matrix} +0,15 \\ +0,05 \end{matrix}$$

$$C_{92} = 12 \pm 0,05$$

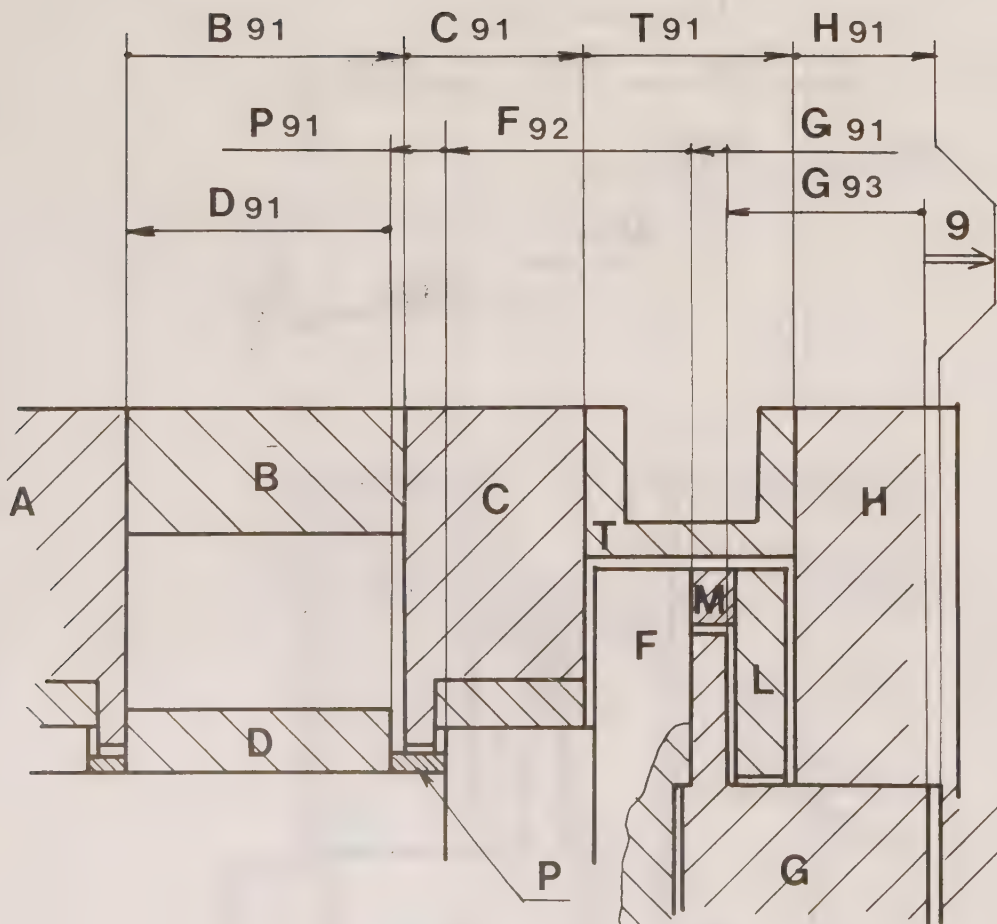
$$M_{91} = 4 \begin{matrix} +0,006 \\ +0,003 \end{matrix}$$

$$P_{91} = 2,5 \begin{matrix} -0 \\ -0,085 \end{matrix}$$

$$9_m = H_{91} m + T_{91} m + C_{92} m - (P_{91} M + F_{92} M + M_{91} M + G_{93} M)$$

$$0,2 = 10 + 14,9 + 11,95 - (2,5 + 17,65 + 4006 + G_{93} M)$$

$$G_{93} M = 12,494 \text{ mm}$$



$$9 M = B_{91 M} + C_{92 M} + T_{91 M} + H_{91 M} - (D_{91 m} + P_{91 m} + F_{92 m} + G_{91 m} + G_{93 m})$$

$$0,8 = 19,005 + 12,05 + 15 + 10,1 - (18,99 + 2,415 + 17,55 + 3,996 + G_{93 m})$$

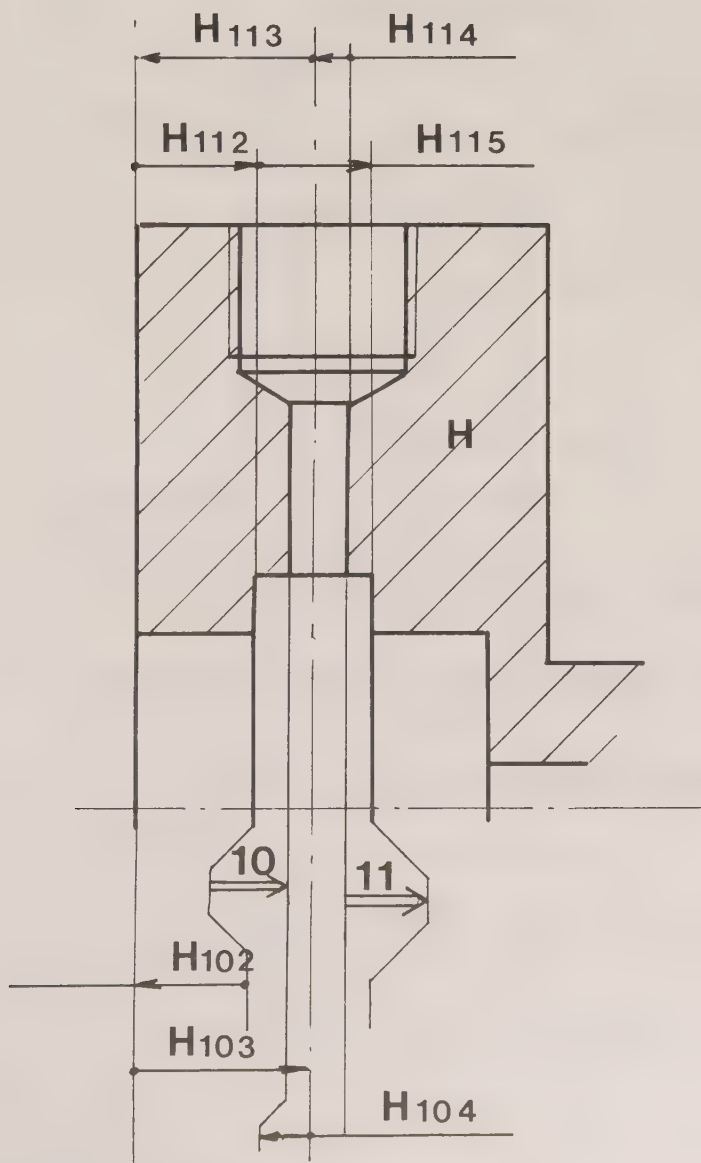
$$G_{93 m} = 12,404$$

Soit après avoir arrondi :

$$G_{93} = 12,5 \begin{matrix} -0,005 \\ -0,10 \end{matrix}$$

i) Position de la canalisation haute pression sur le bloc de distribution

310



$$\text{Conditions : } \boxed{0,1 < 10 < 0,5}$$

$$10 \text{ M} = H \text{ 103 M} - (H \text{ 102 m} + H \text{ 104 m})$$

Données :

$$H \text{ 103} = 6 \pm 0,1$$

$$H \text{ 104} = 1 \begin{matrix} +0,05 \\ +0 \end{matrix}$$

$$0,5 = 6,1 - (H \text{ 102 m} + 1)$$

$$H \text{ 102 m} = 4,6 \text{ mm}$$

$$IT \text{ 10} = 0,4$$

$$IT \text{ 10} = IT \text{ H 103} + IT \text{ H 102} + IT \text{ H 104}$$

$$0,4 = 0,2 + IT \text{ H 102} + 0,05$$

$$\text{donc } IT \text{ H 102} = 0,15$$

$$\text{donc : } \boxed{H \text{ 102} = 4,5 \begin{matrix} +0,25 \\ +0,1 \end{matrix}}$$

$$\text{Condition : } 0,1 < 11 < 0,6$$

$$11 \text{ M} = H \text{ 112 M} + H \text{ 115 M} - (H \text{ 114 m} + H \text{ 113 m})$$

$$\text{Données : } H \text{ 112} = 4,5 \begin{matrix} +0,25 \\ +0,1 \end{matrix}$$

$$H \text{ 113} = 6 \pm 0,1$$

$$H \text{ 114} = 1 \begin{matrix} +0,05 \\ +0 \end{matrix}$$

$$0,6 = 4,75 + H \text{ 115 M} - (1 + 5,9)$$

$$H \text{ 115 M} = 2,75$$

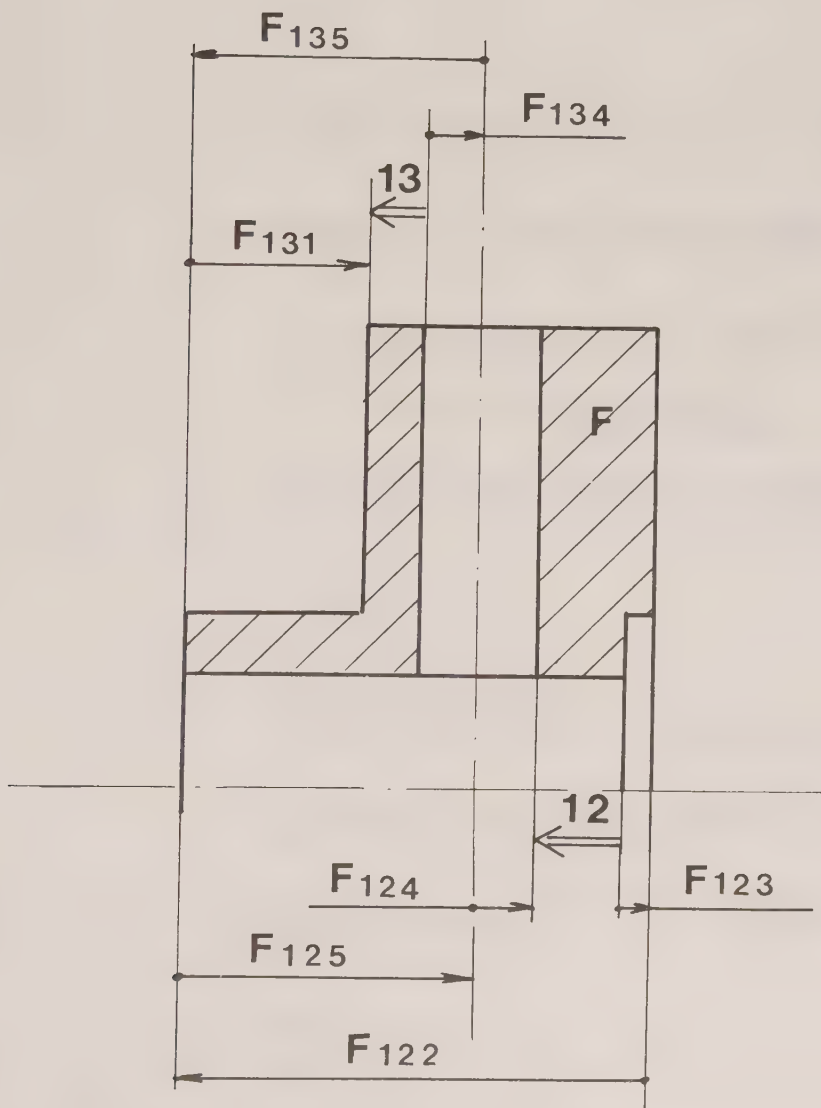
$$IT\ 11 = IT\ H\ 112 + IT\ H\ 115 + IT\ H\ 114 + IT\ H\ 113$$

$$0,5 = 0,15 + IT\ H\ 115 + 0,05 + 0,2$$

$$IT\ H\ 115 = 0,1$$

$$H\ 115 = 2,5 \begin{matrix} +0,25 \\ +0,15 \end{matrix}$$

j) Position des canalisations haute et basse pression dans la glace 330



Les deux conditions au minimum de matière 12 et 13 nous permettent de calculer la cote F 125 position des canalisations:

Condition : 12 m = 2,5 mm

$$12 \text{ m} = F 122 \text{ m} - (F 125 \text{ M} + F 124 \text{ M} + F 123 \text{ M})$$

Données :

$$F 122 = 17,5 \begin{matrix} +0,15 \\ +0,05 \end{matrix}$$

$$F 123 = 1 \begin{matrix} +0,2 \\ +0,1 \end{matrix}$$

$$F 124 = 1 \begin{matrix} +0,05 \\ +0 \end{matrix}$$

$$2,5 = 17,55 - (F 125 \text{ M} + 1,05 + 1,2)$$

$$F 125 \text{ M} = 12,8 \text{ mm}$$

Condition : 13 m = 1,5 mm

$$13 \text{ m} = F 135 \text{ m} - (F 131 \text{ M} + F 134 \text{ M})$$

Donnée :

$$F 131 = 10 \begin{matrix} -0,15 \\ -0,25 \end{matrix}$$

$$1,5 = F 135 \text{ m} - (9,85 + 1,05)$$

$$F 135 \text{ m} = 12,4 \text{ mm}$$

$$F 135 = 12 \begin{matrix} +0,8 \\ +0,4 \end{matrix}$$

A N N E X E 2

ROBOT HYDRAULIQUE D' ASSISTANCE AUX GRANDS HANDICAPES

1 - INTRODUCTION

2 - ORGANISATION GENERALE DE LA COMMANDE

2.1. Reconnaissance des signaux glottiques

2.2. Coordination des mouvements

3 - CARACTERISTIQUES PRINCIPALES ENVISAGEES

4 - PRINCIPE RETENU

5 - CALCULS MECANIQUES

6 - CONCEPTION D'UNE ARTICULATION

7 - DESSIN D'ENSEMBLE

8 - CONCLUSION

1 - INTRODUCTION

L'assistance aux handicapés, plus particulièrement aux tétraplégiques peut se concevoir :

- soit sous la forme d'une orthèse, système exosquelette supportant le membre déficient ;
- soit sous la forme d'un esclave mécanique, extérieur au patient et non nécessairement anthropomorphique.

C'est cette deuxième approche que nous avons retenue pour la réalisation du télémanipulateur que nous présentons dans cette annexe et dont les différents degrés de liberté sont actionnés par les servomoteurs que nous avons étudiés.

2 - ORGANISATION GENERALE DE COMMANDE

Pour faire évoluer le télémanipulateur, l'handicapé lui donne des ordres représentés par des signaux glottiques, à partir desquels un organe de traitement d'informations doit élaborer des consignes de commande qui sont transmises à des actionneurs (figure A-1)

Nous rappelons brièvement les travaux de P. André (LAB) dans le domaine de la reconnaissance des signaux glottiques ainsi que dans celui de la coordination des mouvements [A-5] [L-2] .

2.1. Reconnaissance des signaux glottiques

Il est possible de mesurer par voie externe (capteurs situés sur le cou) l'impédance électrique du larynx. Le système appelé glottomat permet de reconnaître les éléments d'un vocabulaire mettant en oeuvre une modulation de la fréquence de vibration des cordes vocales (commande vocale non orale). La combinaison de traits constants, brefs ou longs, et de traits ascendants ou

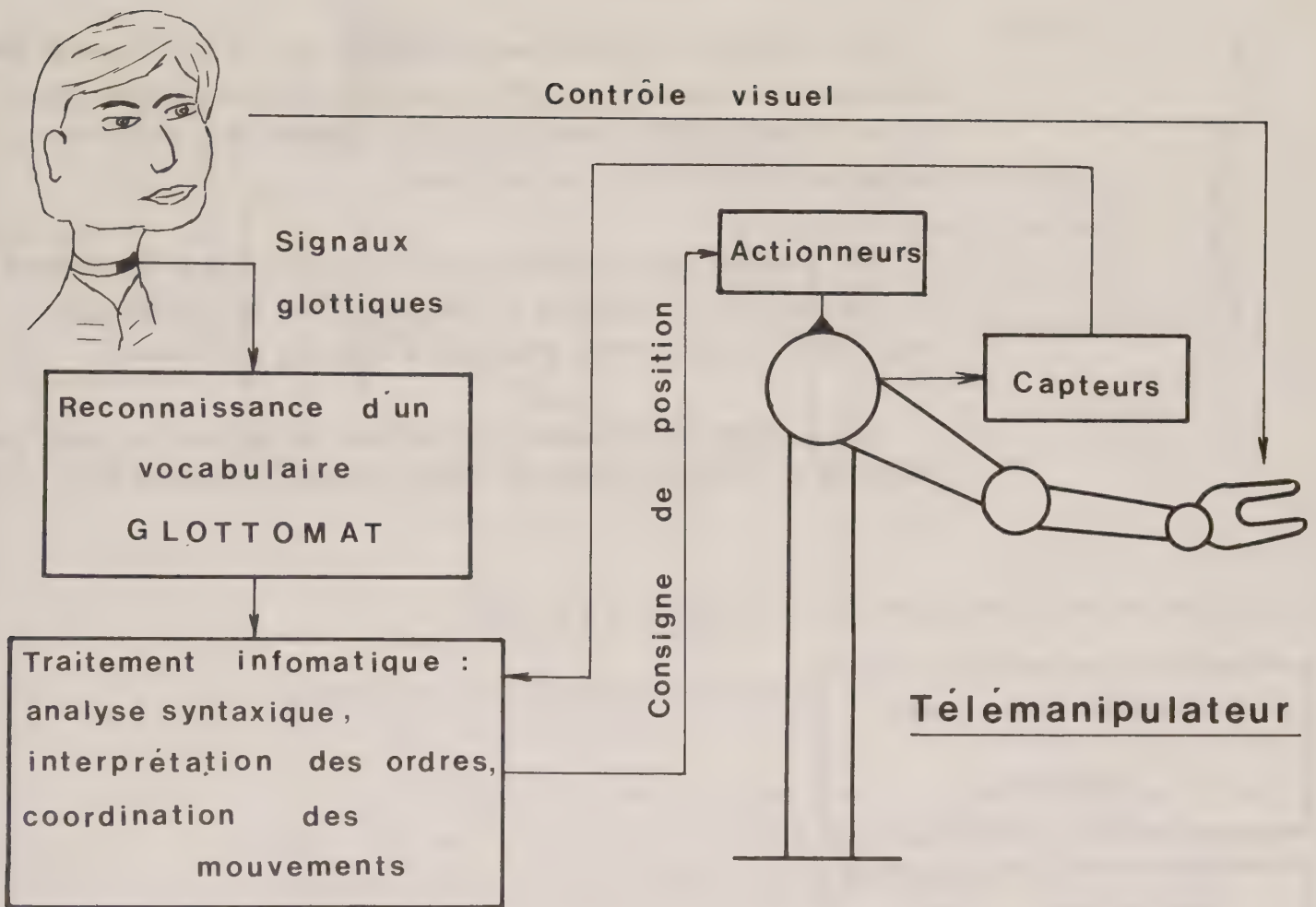


FIGURE A-1 : Organigramme de commande du télémanipulateur

descendants, permet un codage simple des ordres à donner au télémanipulateur. Une émission constante brève peut par exemple être le signal d'arrêt d'urgence du télémanipulateur.

2.2. Coordination des mouvements

Pour coordonner les mouvements demandés par le patient nous nous proposons de décomposer chaque mouvement en mouvements élémentaires suivant les axes de coordonnées liés au patient (3 translations du poignet et 3 rotations ou orientations).

Pour exécuter ces mouvements il est nécessaire que la commande puisse interpréter les ordres et coordonner les actionneurs en prescrivant le déplacement angulaire à réaliser par chacun.

Ceci suppose une structure informatique permettant de concilier précision de la manipulation et vitesse de calcul (figure A-2).

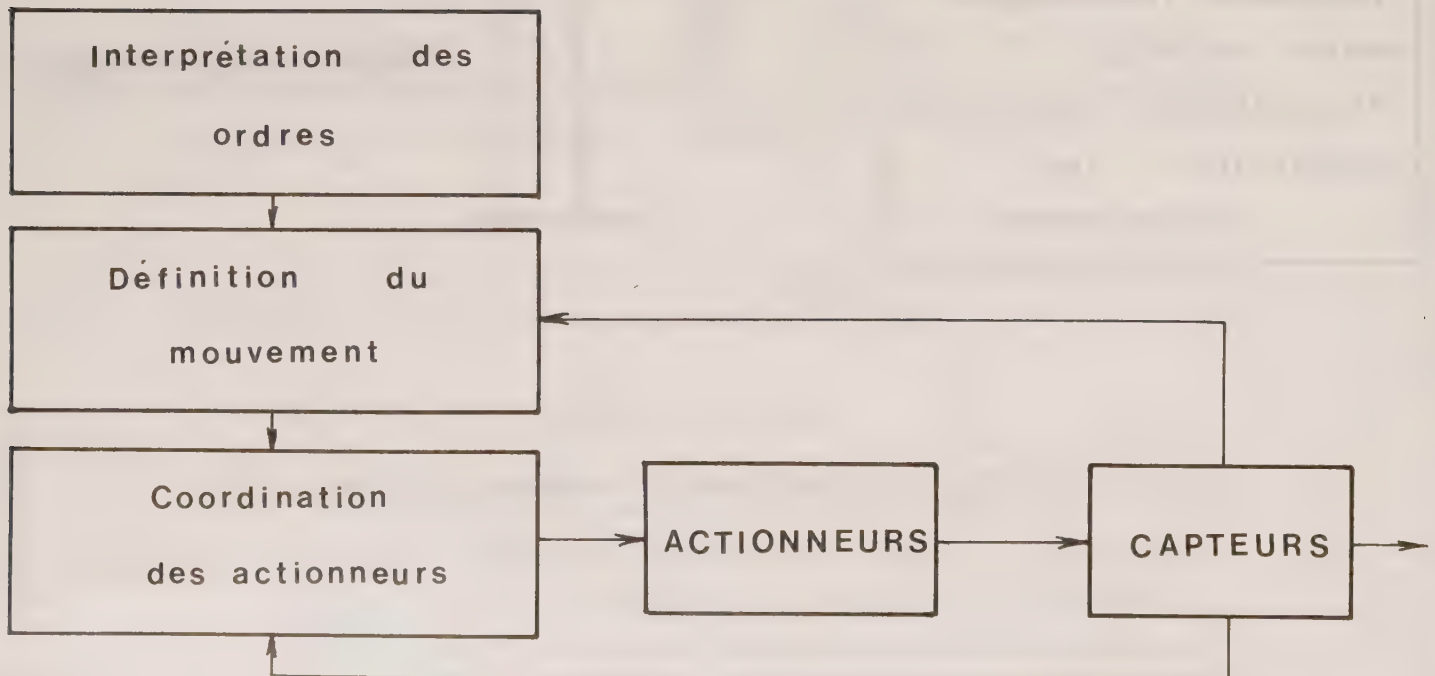


FIGURE A-2 : Organisation de la commande

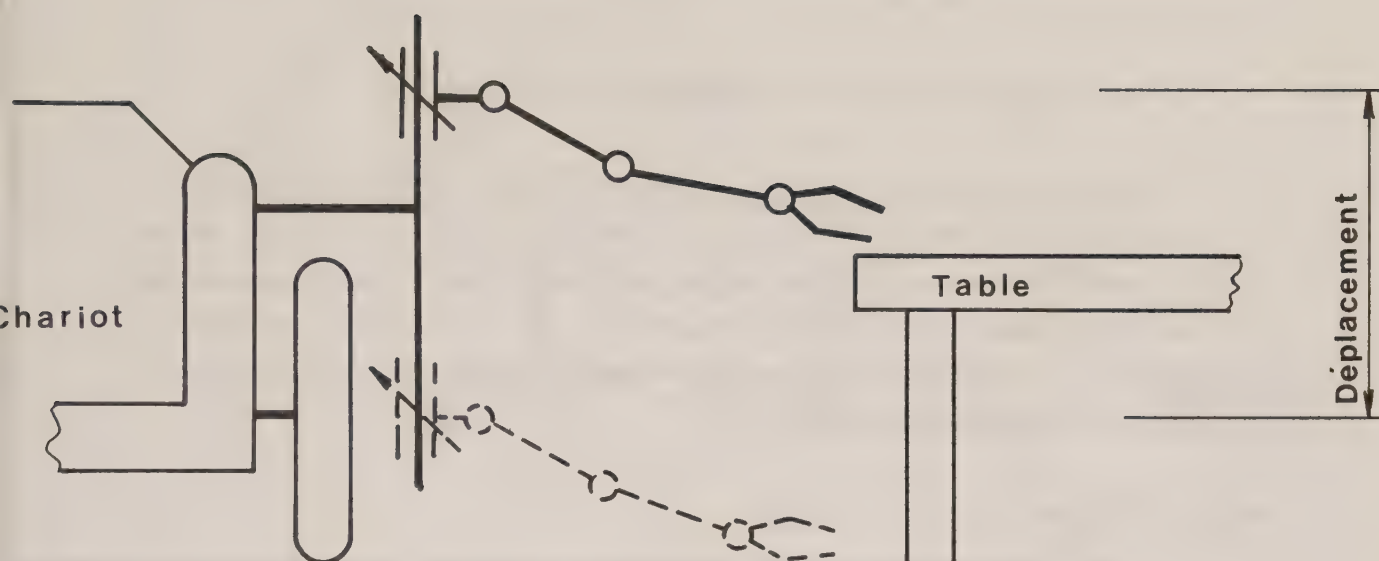


FIGURE A-3 : Télém manipulateur monté sur glissière verticale.

3 - CARACTERISTIQUES PRINCIPALES ENVISAGEES

Le télém manipulateur est conçu pour un travail au-dessus d'une table. Son emploi peut être envisagé à des fins professionnelles et domestiques ; dans ce cas le manipulateur doit pouvoir être porté par un fauteuil roulant.

Pour atteindre facilement un objet tombé sur le sol et le récupérer sans aide extérieure on peut monter le télém manipulateur sur une glissière verticale manoeuvrée par un vérin linéaire (figure A-3).

Pour la sécurité du malade, la vitesse des mouvements est limitée à 1 m/s environ et l'inertie du manipulateur doit être aussi faible que possible en allégeant au maximum l'architecture mécanique du bras et des actionneurs.

La charge soulevée en toute position est de 1 kg.

Enfin, en matière de prix, l'effet de grande série ne pouvant en aucun cas se rencontrer en robotique médicale, notre effort doit porter sur la simplicité et la standardisation des formes des pièces segmentaires (liaison entre deux articulations). Cependant les applications des mêmes actionneurs à la robotique industrielle sont en faveur d'une diminution du prix du télémanipulateur.

4 - PRINCIPE RETENU

Le manipulateur doit permettre l'orientation de l'objet ou de l'outil terminal ainsi que son déplacement dans toutes les directions. On conçoit que le travail sur table exige un dispositif ayant six degrés de liberté mais qu'un ou deux degrés supplémentaires doivent être envisagés pour le travail au sol (déplacement vertical et rotation autour de l'axe principal du télémanipulateur). Ces mouvements auxiliaires seront commandés en "tout ou rien" et ne surchargeront donc pas le système de commande.

La solution retenue est représentée sur la figure A-4. Les différentes articulations : épaule, coude et poignet sont constituées de deux degrés à axes perpendiculaires formant ainsi une liaison sphérique.

Les angles de rotation maximum sont limités par les contraintes technologiques (montage des articulations). Les longueurs des segments ont été déterminées à partir des dimensions moyennes d'un bras humain, c'est-à-dire : $L_1 = 190 \text{ mm}$ - $L_2 = 270 \text{ mm}$ - $L_3 = 330 \text{ mm}$.

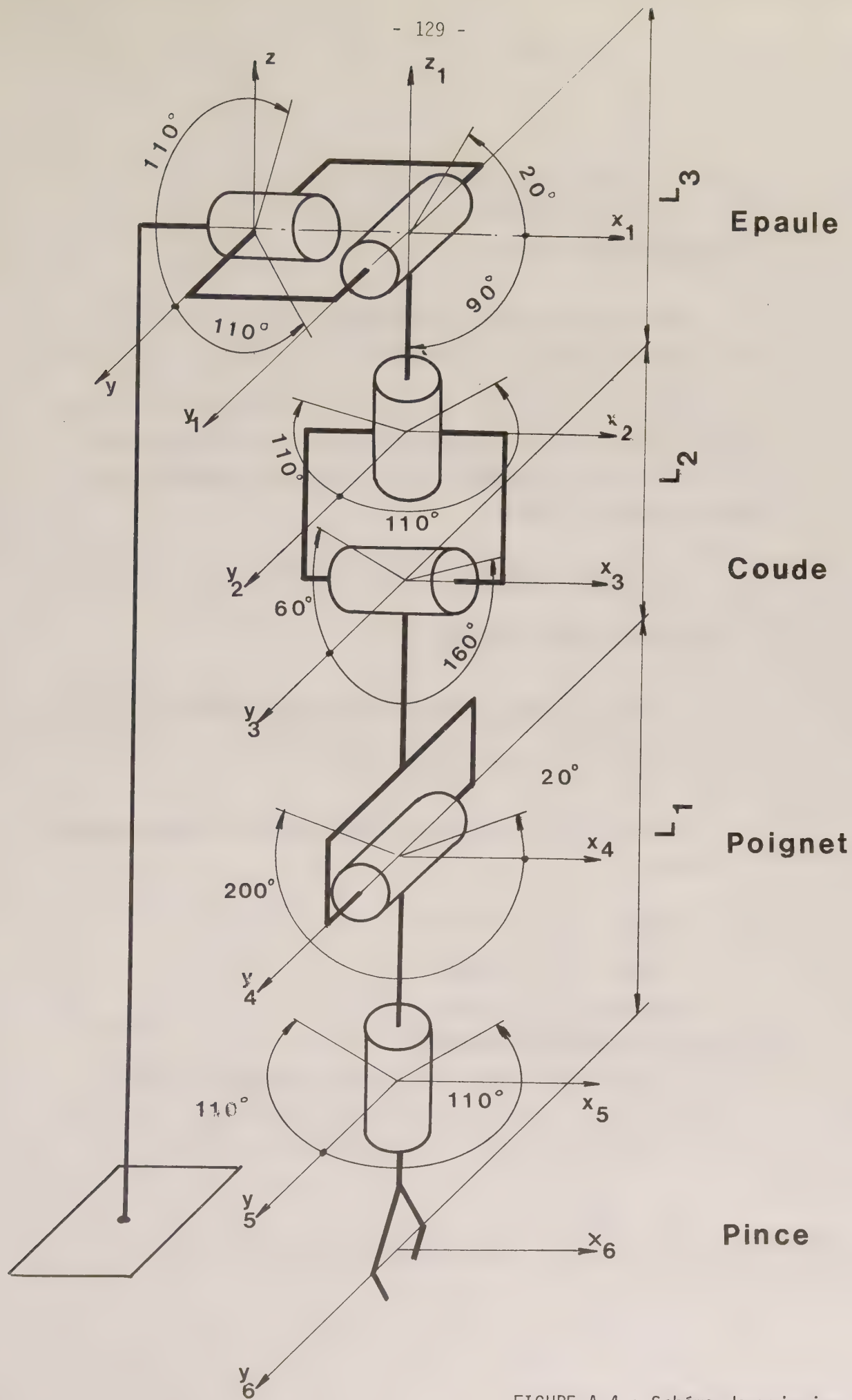


FIGURE A-4 : Schéma de principe

5 - CALCULS MECANIQUES

Compte tenu du poids des actionneurs et sachant que les pièces seront réalisées en alliage léger on peut estimer que la masse de l'ensemble du télémanipulateur sera de 4,500 kg. Pour éviter l'arc-boutement de l'épaule il est important de concevoir une structure mécanique rigide donc pesante. Cette dernière est supportée par la potence liée au fauteuil roulant et on peut supposer que sa masse sera égale à 1,500 kg.

Dans ce cas la masse de la partie mobile n'est que de 3 kg.

5.1. Calcul des couples statiques

On suppose le poids du manipulateur uniformément réparti sur une longueur $L = 190 + 270 + 330 = 790$ mm et la charge localisée à son extrémité égale à 10 N.

On trouve alors pour chaque articulation les couples moteurs suivants :

$$\text{- épaule} = C_{se} = 19,8 \text{ mN}$$

$$\text{- coude} = C_{sc} = 8,6 \text{ mN}$$

$$\text{- poignet} = C_{sp} = 2,6 \text{ mN}$$

5.2. Calcul des couples dynamiques

L'inertie J_b du bras et de la masse soulevée est égale à $1,25 \text{ m}^2 \text{ kg}$, celle de l'avant-bras $J_a = 0,58 \text{ m}^2 \text{ kg}$ et celle de la main négligeable. Les couples dynamiques s'écrivent :

$$C_d = J \frac{d^2\theta}{dt^2}$$

Nous évaluerons l'accélération du mouvement en considérant un actionneur effectuant une rotations maximale : $\theta = \frac{7\pi}{6}$ (210°) en 2 secondes suivant une loi de mouvement parabolique (figure A-5) s'écrivant :

$$\theta = \frac{7\pi}{12} t^2 \quad 0 < t < 1 \text{ s}$$

$$\theta = \frac{7\pi}{6} - \frac{7\pi}{12} (2-t)^2 \quad 1 \text{ s} < t < 2 \text{ s}$$

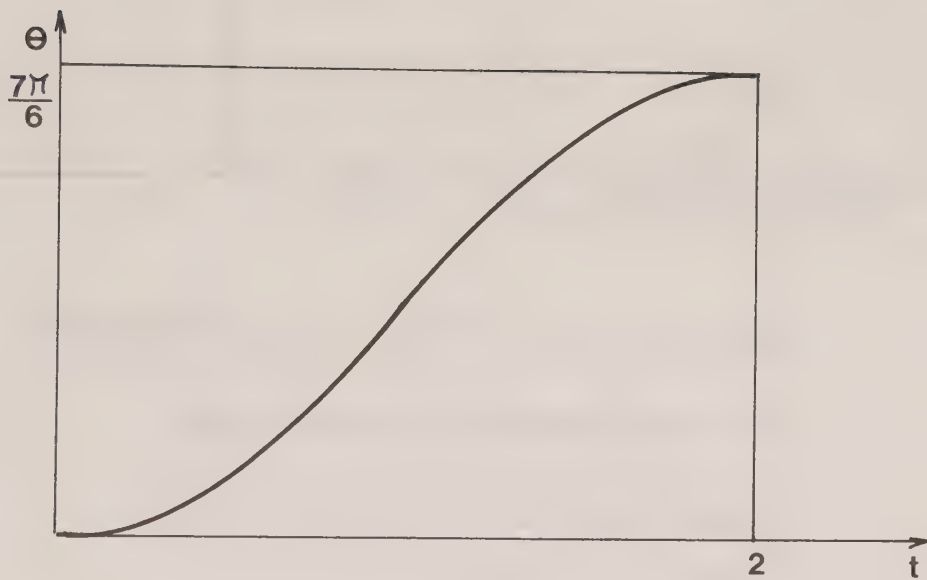


FIGURE A-5 : Mouvement parabolique.

Ce mouvement "bang-bang" est symétrique par rapport à $t = 1$ s, avec : $\theta' = \frac{7\pi}{24}t$ et $\theta'' = \frac{7\pi}{24}$, soit une vitesse maximale de 0,9 rd/s et une accélération maximale de 0,9 rd/s².

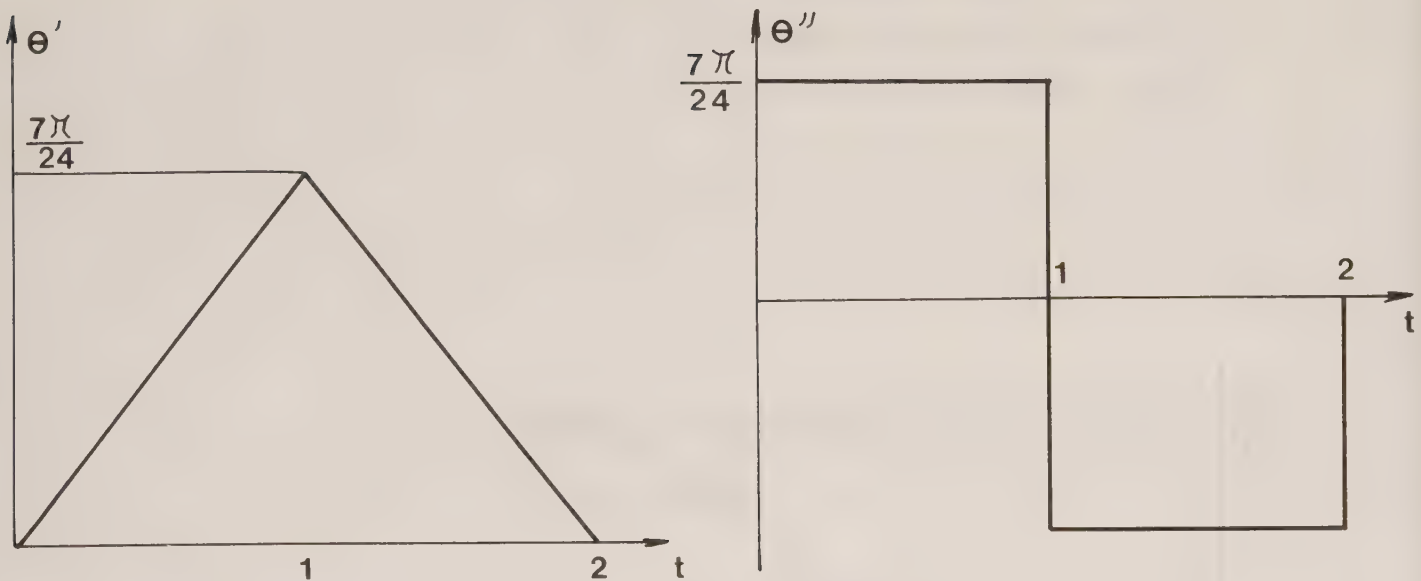


FIGURE A-6 : Loi des vitesses et des accélérations

Les couples dynamiques s'écrivent alors :

- épaule $C_{de} = 1,2$ mN
- coude $C_{dc} = 0,5$ mN

5.3. Couples théoriques

Si on ne tient pas compte des frottements de l'ensemble mécanique de l'épaule on trouve finalement les couples suivants :

- épaule $C_e = 21$ mN
- coude $C_c = 9,1$ mN
- poignet $C_p = 2,6$ mN

6 - CONCEPTION D'UNE ARTICULATION

La place la plus simple de l'actionneur rotatif semble bien être l'axe même de l'articulation [V-1]. Cette disposition n'est rendue possible que si la masse des actionneurs est faible car ces derniers sont intégrés à l'ensemble de la partie motrice du bras

Tous les moteurs, quelque soit le couple qu'ils développent, ont le même diamètre extérieur. Dans ce cas on peut concevoir une articulation unique pour l'ensemble des degrés de liberté du bras.

Cette articulation comporte : (figure A-7)

- un support moteur lié au segment amont par une fixation standard
- un moteur hydraulique
- une chape entraînée par l'axe moteur est liée au segment aval évitant le porte à faux de ce dernier.

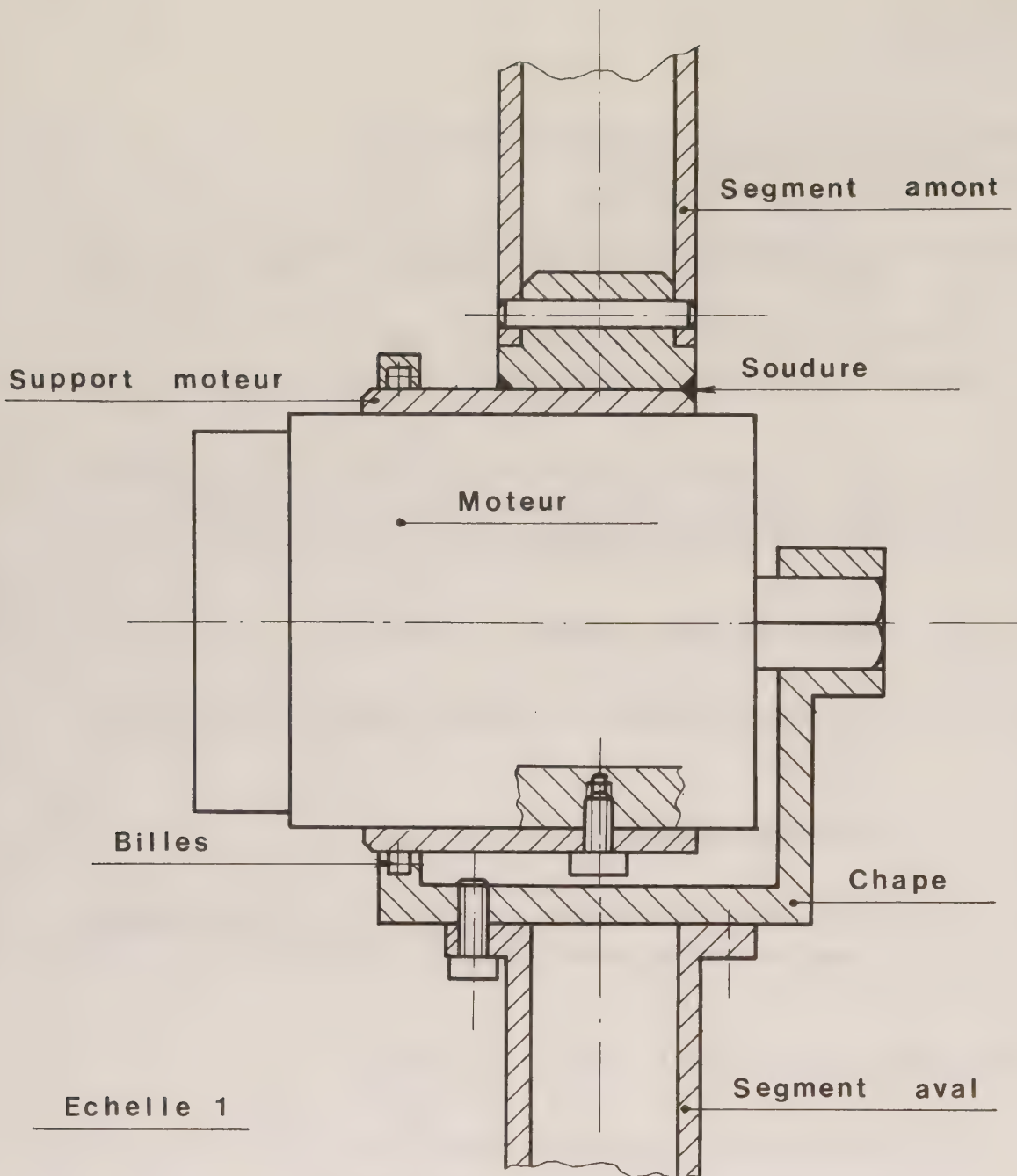


FIGURE A-7 : Conception d'une articulation

7 - DESSIN D'ENSEMBLE

Nous présentons (figure A-8) le dessin d'ensemble du télémanipulateur. Nous retrouvons pour chaque articulation "genouillère" la conception décrite précédemment. Nous avons porté un soin tout particulier à l'exécution de l'articulation d'épaule qui supporte l'ensemble du manipulateur. Cette dernière est montée sur roulement

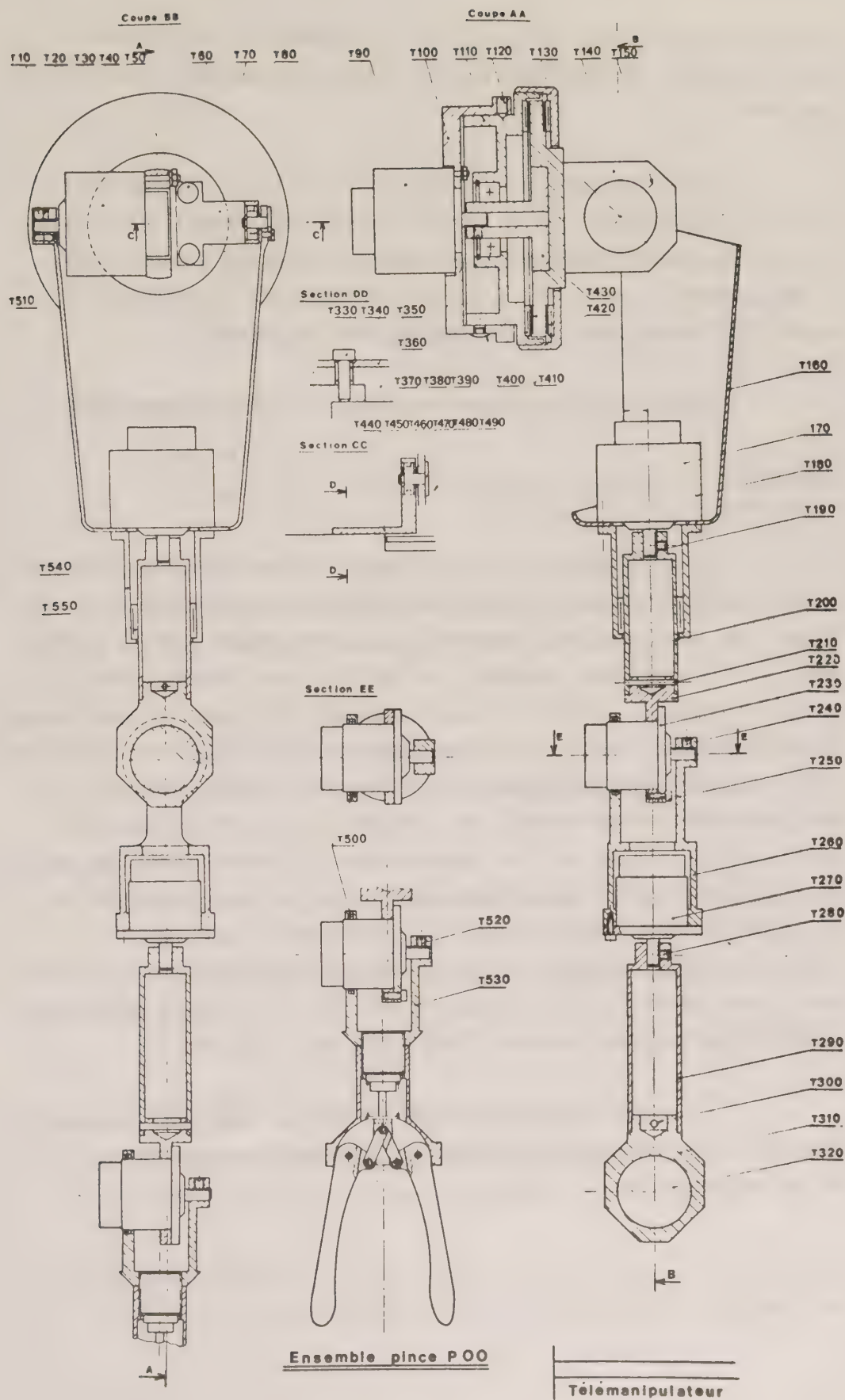


FIGURE A-8 : Télémanipulateur

à billes et sur butée à aiguilles. Les segments sont de forme tubulaire dont les épaisseurs très réduites permettent d'en réduire le poids.

L'élément terminal (pince) est représenté sur le dessin par une pince hydraulique à trois doigts à déplacement circulaire. On peut également prévoir l'accrochage d'une pince à deux doigts à déplacements parallèles, d'une main permettant l'empaument ou de tout autre outil adapté aux besoins du patient.

Toutes les pièces sont réalisées en alliage léger AU 4 G.

8 - CONCLUSION

Cet avant-projet met en évidence l'importance des applications en robotique médicale des servomoteurs hydrauliques de cette étude. Les articulations sont réalisées directement par les actionneurs et il n'est pas nécessaire de réduire leur vitesse. Pour diminuer le couple du moteur d'épaule on peut envisager un équilibrage du manipulateur à partir de masses additionnelles mais ces dernières vont augmenter considérablement la charge du fauteuil roulant. On peut également penser monter des systèmes à ressorts à condition qu'ils ne perturbent pas les asservissements hydrauliques. Du point de vue économique, nous estimons que la charge la plus élevée est celle des moteurs hydrauliques. Si, comme nous l'espérons, ces actionneurs sont appelés à être fabriqués en grand nombre en raison d'un large champ d'applications, le prix de la structure mécanique d'un télémanipulateur devrait être inférieur à 100 000 F.

Ce prototype mécanique sera réalisé au cours des prochains mois pour être associé au système électronique de commande vocale et de coordination.

B I B L I O G R A P H I E

[A]

[A-1] Atos Hydraulique

"Moteurs oscillants"

Allé du Mens - 69609 Villeurbanne Cedex

[A-2] A.T.V.

"Vérins rotatifs hydrauliques et pneumatiques SHM"

131, rue A. Silvestre - 92000 Courbevoie

[A-3] A.B.G.

"Drehwinkel : Getriebe DW"

Apparatebau Grissen - 7891 Grissen (Baden)

[A-5] ANDRE P.

"Méthode et structure de coordination des actionneurs d'une prothèse de bras"

Congrès AFCET/IRIA - Toulouse - Septembre 1979

[B]

[B-1] BADOZ - MONNIN - SASSARD - PEPIOT

"Prothèse de bras à commande hydraulique"

Projet de fin d'études - ENSCMB - 1976

[B-2] BOCACHARD - DARNAULT

"Tableau comparatif des duretés des alliages d'aluminium anodisés durs"

[B-3] BURCKHARDT CW.

"Robots industriels"

Comptes-rendus des Journées Microtechniques - Lausanne - 1974

[C]

[C-1] CHALEAT R.

"Cours de mécanique des milieux déformables"

ENSCMB

[E]

[E-1] Ex - cell - O - Corporation

"Rotator Torque actuator"

Greenville Plant 945 East sater Street

[G]

[G-1] GUILLON M.

"L'asservissement hydraulique et électrohydraulique"

Tomes 1 et 2 - Dunod

[G-2] GEMINARD L. et GIET A.

"Résistance des matériaux"

Tome 1 - Dunod

[G-3] GOURMAUD

"Vérin rotatif sur palier hydrostatique"

Rapport de stage ENSCMB - 1978 - à l'Ecole Polytechnique
Fédérale de Lausanne

[H]

[H-1] HAUSHERR

"Vérins rotatifs HHN"

4322 Sprockhowel (RFA)

[I]

- [I-1] INA Roulements
Catalogue F 303
INA - SA - 67501 Haguenau

[L]

- [L-1] LAZ X.
"Les vérins rotatifs"
Revue n° 8 - Eléments Produits Services - 1972

- [L-2] LHOE F. - ANDRE P.
"Capteur glottique : structure et utilisation"
Journées Robotique IRIA - Novembre 1977

[M]

- [M-1] MOREAU - BERNARD - CAMPO
"Essais d'abrasion sur couche d'oxydation anodique dure"
Surfaces n° 89 - 94 - 96

- [M-2] MERRITT E.
"Hydraulic control systèmes"
1967 - John Wiley et Sons, Inc. USA

[O]

- [O-1] Olmer industrie
"Vérins HS"
16, rue de Seine - B.P. N° 1 - 92704 Colombes

[P]

- [P-1] PERRUCHOT J.
"L'amplificateur linéaire électrohydraulique"
Energie Fluide - Mars 1978

- [P-2] PRUVOST J.C.
"Les servomécanismes hydrauliques et électrohydrauliques"
Technique et Documentation - 1978

[S]

- [S-1] Standard Hydro
"Rotator"
67700 Saverne
- [S-2] SIMON D. - STEPOURJINE R.
"Microhydraulique et robotique"
Colloque Micronora - Besançon - 1978
- [S-3] STEPOURJINE R.
"Prothèse de membre supérieur à énergie hydraulique"
Journées robotique IRIA - 1977
- [S-4] STEPOURJINE R.
"A hydraulic modular robot to help deriously motory handicapped people"
The american society of mechanical engineers - Montréal - 1979
- [S-5] SIMON D.
"Contribution à l'étude de modules de motricité hydrauliques pour robots d'assemblage"
Thèse de Docteur-Ingénieur - ENSMM - 1980
- [S-6] Soudure autogène Française (SAF)
"Soudage par faisceau d'électrons"

[T]

- [T-1] TIMOCHENKO S. - WOINOWSKY - KRIEGER
"Théorie des plaques et coques"
Librairie Polytechnique - 1961

[V]

[V-1] VERTUT J.

"Etude et définition du manipulateur MAT 1"

Rapport technique de l'étude. Institut de protection et de
sûreté nucléaire - Département STEP - Saclay - 1977

